

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



obor: **B2341 Strojírenství**
zaměření: **2301R022 STROJE A ZAŘÍZENÍ**
Dopravní stroje a zařízení

MOTOR ŠA 1,2 HTP na CNG pro pohon osobních automobilů

ENGINE ŠA 1,2 HTP in CNG version for usage in cars

Zpracovatel: Miloš Studený

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.

Konzultant: Pavel Kohout

Rozsah práce:

| | |
|----------------|----|
| Počet stran: | 44 |
| Počet obrázků: | 18 |
| Počet tabulek: | 23 |
| Počet výkresů: | 04 |

Datum: 26.5.2006

Zadání bakalářské práce:

Zpracujte projekt úprav nepřepřehňovaného benzinového tříválcového motoru ŠA 1,2 HTP 40kW na motor plynový (palivo CNG), určený k pohonu osobních automobilů Škoda – Auto.

1. V rámci projektu navrhnete zejména úpravy motoru, plynové palivové příslušenství a stanovte požadavky na činnost řídicí jednotky.
2. Vyhotoďte kompletní výkresovou dokumentaci potřebnou k výrobě prototypu plynového motoru.
3. Spolupracujte při výrobě plynového motoru a při zkouškách motoru na zkušebním stanovišti v laboratořích KSD.
4. Stanovte provozní parametry plynového motoru a porovnejte je s parametry původního benzinového motoru.

Výsledky řešení diplomové práce budou využity v rámci VCJB.

Doporučená literatura:

- CEDRECH, M., R.: Jezdíme na plyn – přestavba automobilů na alternativní pohon. Grada Publishing Praha.
- Firemní literatura a výkresová dokumentace Škoda Auto, Siemens, aj.
- Studie, významné a technické zprávy, projekty, diplomové práce a jiné publikace tématicky zaměřené na plynové motory.

A N O T A C E

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů

Zpracovatel: Miloš Studený

Téma: MOTOR ŠA 1,2 HTP na CNG pro pohon osobních automobilů
ENGINE ŠA 1,2 HTP in version CNG for usage in cars

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.
Konzultant: Pavel Kohout

ABSTRAKT:

Práce si klade za hlavní cíl zpracovat projekt úprav nepřepřehývaného benzinového tříválcového motoru ŠA 1,2 HTP / 40kW na motor plynový, spalující stechiometrickou směs, kde je palivem stlačený zemní plyn (CNG). Motor bude, v rámci koncernu VW, určen k pohonu osobních automobilů.

ABSTRACT:

Primary object of this work is elaborating of modifications project about petrol no-boosting three-cylinder engine ŠA 1,2 HTP / 40kW to natural gas engine (CNG), working with stoichiometric mixture. This engine will be used in cars of concern VW.

Místopřísežné prohlášení:

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci, 26. května 2006

.....
Miloš Studený
Lukostřelecká 2182
470 01 Česká Lípa

Na tomto místě je mou milou povinností poděkovat panu doc. Ing. J. Laurinovi, CSc. za cenné rady a podněty ke zpracování bakalářské práce.

Děkuji.

Obsah:

| | |
|--|----|
| 1. Úvod | 8 |
| 2. Zemní plyn | 9 |
| 3. Palivová směs | 10 |
| 3.1. Mechanismus tvorby palivové směsi | 10 |
| 3.2. Zážeh a hoření palivové směsi | 10 |
| 3.3. Poruchy průběhu spalování palivové směsi | 12 |
| 4. Regulace výkonu motoru | 13 |
| 5. Vozidla poháněná zemním plynem | 13 |
| 5.2. Koncepce plynových motorů | 13 |
| 5.3. Plynová palivová soustava | 14 |
| 5.3.1. Systémy tvorby palivové směsi | 14 |
| 5.3.1.1. Systém s centrálním směšovačem v sání | 14 |
| 5.3.1.2. Systém vefukování paliva do sacího potrubí | 15 |
| 5.3.2. Příslušenství plynových palivových soustav | 15 |
| 5.4. Řídící soustava | 16 |
| 5.4.1. Snímače a prvky vázané na řídící jednotku | 16 |
| 5.5. Výfuková soustava | 18 |
| 5.5.1. Chemické emise | 18 |
| 5.5.2. Katalyzátory | 18 |
| 6. Motor ŠA 1,2 HTP 40 kW na benzin | 19 |
| 7. Motor ŠA 1,2 HTP 40 kW na CNG | 22 |
| 7.1. Koncepce úprav motoru ŠA 1,2 HTP na pohon CNG | 22 |
| 7.2. Očekávané změny parametrů motoru | 23 |
| 7.3. Motor ŠA 1,2 HTP na CNG se směšovačem v sání | 24 |
| 7.3.1. Návrh příslušenství plynové palivové soustavy | 24 |
| 7.3.2. Návrh směšovače | 25 |
| 7.3.3. Výpočet průměru difuzoru směšovače | 25 |
| 7.3.4. Návrh řídící soustavy | 27 |
| 7.4. Motor ŠA 1,2 HTP na CNG s vefukováním plynu do sání | 29 |
| 7.4.1. Návrh příslušenství plynové palivové soustavy | 30 |
| 7.4.2. Návrh řídící soustavy | 30 |
| 8. Porovnání parametrů motoru ŠA 1,2 HTP při provozu na BA a CNG | 33 |
| 9. Zhodnocení výsledků | 45 |
| 10. Závěr | 46 |

Seznam použitých jednotek a symbolů:

| | | |
|-----------------|---|----------------------|
| p_e | ... střední efektivní tlak | $[Pa]$ |
| $p_{e/BA}$ | ... střední efektivní tlak - benzin | $[Pa]$ |
| $p_{e/NG}$ | ... střední efektivní tlak - zemní plyn | $[Pa]$ |
| p_b | ... atmosférický tlak | $[Pa]$ |
| Δp | ... změna tlaku vzduchu | $[Pa]$ |
| t_v | ... teplota okolí | $[^{\circ}C]$ |
| t_{VP} | ... teplota výfukových plynů | $[^{\circ}C]$ |
| $T_{DÚ}$ | ... termodynamická teplota náplně válce na konci plnění | $[K]$ |
| n | ... otáčky motoru | $[\text{min}^{-1}]$ |
| n_j | ... jmenovité otáčky motoru | $[\text{min}^{-1}]$ |
| M_t | ... točivý moment | $[N.m]$ |
| P_e | ... efektivní výkon | $[kW]$ |
| m_{pe} | ... měrná spotřeba paliva | $[g.kWh^{-1}]$ |
| m_v | ... hmotnostní spotřeba vzduchu | $[kg.s^{-1}]$ |
| M_S | ... hodinová spotřeba paliva | $[kg.h^{-1}]$ |
| V_M | ... zdvihový objem válců | $[m^3]$ |
| k | ... součinitel čtyřtakového motoru | $[-]$ |
| z | ... zdvih válců | $[m]$ |
| i | ... počet válců | $[-]$ |
| ρ_{vzduch} | ... hustota vzduchu | $[kg.m^{-3}]$ |
| v_D | ... teoretická rychlost vzduchu v difuzoru | $[m.s^{-1}]$ |
| L_T | ... teoretická spotřeba vzduchu | $[kg.kg^{-1}]$ |
| r_{vzduch} | ... plynová konstanta - vzduch | $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| r_{BA} | ... plynová konstanta - benzin | $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| r_{NG} | ... plynová konstanta - zemní plyn | $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| H_L | ... dolní výhřevnost paliva | $[MJ.kg^{-1}]$ |
| η_D | ... dopravní účinnost | $[-]$ |
| μ_D | ... průtokový součinitel | $[-]$ |
| S_D | ... výpočtová plocha difuzoru | $[m^2]$ |
| S_{DT} | ... teoretická plocha difuzoru | $[m^2]$ |
| S_T | ... plocha trysky | $[m^2]$ |
| D_V | ... průměr vrtání válce | $[m]$ |
| D_D | ... průměr difuzoru | $[m]$ |
| φ | ... relativní vlhkost vzduchu | $[\%]$ |

1. Úvod

Automobil je jedním z nejvýznamnějších vynálezů v dějinách lidstva. Vzhledem k docházejícím zásobám ropy a nesmírným problémům se znečištěním životního prostředí začali lidé před dvaceti lety hledat alternativní zdroje energie. Šlo jim o energii, která bude méně škodit životnímu prostředí a zároveň zaručí, že doprava v budoucnu z planety nevymizí.

V automobilovém průmyslu se může využít několik druhů alternativních pohonů. Nejdůležitější skupinu tvoří pohony plynové, elektrické, hybridní a vodíkové. Ve fázi výzkumu jsou i pohony sluneční nebo vzduchové. Než se však budou moci plně prosadit a získat si své pevné postavení, bude třeba vyřešit otázku výkonu, trvanlivosti, dojezdu a provozních nákladů. Za alternativní paliva, tedy paliva nahrazující benzin nebo motorovou naftu, se považují zejména zkapalněné ropné rafinerské plyny, více známé pod zkratkou LPG, bioplyny, bionafty, paliva na základě metylesteru řepkového oleje, dále tzv. alkoholové paliva, vodík a elektrický proud.

Významnou pozici mezi alternativními palivy má zemní plyn. Jeho světové zásoby jsou obrovské a předpokládá se, že k jejich vyčerpání by mohlo dojít asi za více než 150 let.

Toto perspektivní palivo, které se dá využít už v lehce upraveném zážehovém motoru, přináší ekologický, ekonomický a bezpečný provoz vozidel jím poháněných. Nevýhodou při použití tohoto paliva je zatím ještě nedostatečná infrastruktura, vyšší náklady na přestavbu vozidla, v některých případech zhoršení výkonových parametrů a nutná zvýšená bezpečnostní opatření.

V současné době je na světě provozováno přibližně 3,6 miliónů osobních i užitkových vozidel na zemní plyn, který dodává asi 7000 plnicích stanic.

V ČR je na zemní plyn provozováno kolem 390 vozidel. Z převážné části se jedná o autobusy a komunální vozidla. Plnění zajišťuje na území ČR 15 stanic.

2. Zemní plyn

Zemní plyn, označovaný pod zkratkou NG (z angl.: Natural Gas), je vysoce výhřevný přírodní plyn bez barvy, chuti a bez zápachu. Získává se přímou těžbou. Při těžbě prochází základní úpravou, kdy je zbavován vlhkosti a pevných částic.

Na vznik tohoto plynu existuje více teorií. Jelikož se zemní plyn vyskytuje velice často spolu s ropou (označovaný jako naftový zemní plyn) nebo s uhlím (označovaný jako karbonský zemní plyn), přiklání se teorie jeho vzniku nejčastěji k tomu, že se postupně uvolňoval při vzniku uhlí nebo ropy jako důsledek postupného rozkladu organického materiálu. Podle anorganické teorie vznikl zemní plyn řadou chemických reakcí z anorganických látek. Další hypotézou je hypotéza abiogenetická, podle níž zemní plyn vznikl štěpením uhlovodíků, které se na naší planetu dostaly v době jejího vzniku z vesmírné hmoty. Tyto vyšší uhlovodíky se postupně štěpily až na metan, který pak pronikal k povrchu Země.

Zemní plyn je tvořen směsí plyných uhlovodíků s převládajícím podílem metanu a proměnlivým množstvím neuhlovodíkových plynů, zejména inertních plynů. Z vyšších uhlovodíků zemní plyny obsahují hlavně nasycené uhlovodíky, které jsou za normálních podmínek plynné - etan, propan a butan. Z neuhlovodíkových plynů a inertů se jedná hlavně o oxid uhličitý, dusík a síru. V některých ložiscích obsahují zemní plyny i uhlovodíky, které jsou za normálních podmínek kapalné (od pentanu výše). Při úpravě se oddělují. Konkrétní složení zemního plynu se liší v závislosti na místě jeho těžby.

Tab. 1: Přibližná složení zemního plynu z Ruska, Norska, Nizozemí [zdroj: SČP,a.s.]

| | Jednotky | Rusko | Norsko | Nizozemí |
|------------------|----------|--------|--------|----------|
| Metan | % obj. | 98,300 | 84,400 | 82,60 |
| Etan | % obj. | 0,51 | 8,850 | 3,45 |
| Propan | % obj. | 0,15 | 3,170 | 0,74 |
| Butan | % obj. | 0,03 | 0,650 | 0,16 |
| i-Butan | % obj. | 0,02 | 0,340 | 0,10 |
| Vyšší uhlovodíky | % obj. | 0,08 | 0,250 | 0,18 |
| H ₂ | % obj. | - | 0,002 | - |
| N ₂ | % obj. | 0,84 | 0,420 | 11,69 |
| CO ₂ | % obj. | 0,07 | 1,920 | 1,08 |

Obsah metanu, jako většinového prvku, nám dává možnost hledět a posuzovat zemní plyn jako kdyby se jednalo právě o čistý metan. Metan (CH₄) je uhlovodík - sloučenina uhlíku s vodíkem, kde uhlík vystupuje jako čtyřmocný prvek. Řadí se do skupiny n-alkanů popisovaných jednoduchým řetězcem C_nH_{2n+2}.

3. Palivová směs

3.1. Mechanismus tvorby palivové směsi

Zážehové plynové motory používají zemního plynu jako paliva téměř výhradně ve skupenství plynném. Směs vytvořená palivovým systémem motoru se musí během fází plnění válce a kompresního zdvihu zcela homogenizovat, tj. palivo se musí téměř dokonale promísit se vzduchem. To je usnadněno shodným (plynným) skupenstvím obou látek, navíc díky srovnatelné měrné hmotnosti látek nedochází v sacím traktu k odlučování paliva vlivem odstředivých sil. Homogenizaci směsi dále napomáhá rozvíření čerstvé náplně při vstupu do válce, kdy se vhodným řešením tvaru pracovního prostoru (hlavy motoru a pístu) a vtokového kanálu dosáhne vzniku víření.

Pro spolehlivý zážeh směsi musí být její bohatost ve válci (spalovacím prostoru) motoru v rozsahu mezi zápalnosti pro příslušné palivo. To je zajištěno u prohrátého motoru jak činností palivového systému, tak účinkem ohřátých stěn sacího potrubí, stěn pracovního prostoru na čerstvou náplň a rovněž účinkem zvyšování teploty náplně při kompresi. Při použití zemního plynu jako plynného paliva odpadá nutnost obohacování směsi při studeném startu (oproti benzinu).

Rozmezí zápalnosti palivové směsi je limitováno dolní a horní mezí zápalnosti. Dolní mez zápalnosti lze definovat jako nejvyšší objemovou koncentraci paliva ve směsi se vzduchem, při které je směs schopna vznícení po zahřátí na zápalnou teplotu. Analogicky pak horní mez lze definovat jako nejnižší objemovou koncentraci paliva ve směsi se vzduchem, která je schopna vznícení po zahřátí na zápalnou teplotu. Rozmezí zápalnosti spolu s antidetonačními vlastnostmi paliva směsi vymezuje tzv. pracovní oblast motoru, která je důležitá při určování kompresního poměru.

Tab.2: Meze zápalnosti pro vybraná paliva: zemní plyn, benzin

| | |
|-----------------|-------------------------|
| zemní plyn (NG) | $0,30 < \lambda < 1,80$ |
| benzin (BA-95) | $0,45 < \lambda < 1,15$ |

3.2. Zážeh a hoření palivové směsi

Iniciace hoření v zážehovém motoru je zajištěna zážehnutím směsi pomocí vysokonapěťového elektrického výboje. Ve velmi omezeném objemu směsi, mezi elektrodami zapalovací svíčky, tak dojde k extrémně rychlému zvýšení teploty. Vedle tepelné disociace molekul dochází k intenzivní ionizaci prostředí v okolí jiskřiště. To vyvolá bezprostřední reakce složek ve směsi, které probíhají vysokou rychlostí a rezultují nakonec završením této počáteční fáze zážehu vytvořením ohniska zážehu. Při srovnatelných podmínkách je teplota zapálení určena především velikostí aktivační energie. Mechanismus zapálení je proto podmíněn zvýšením energetické hladiny molekul směsi nad hodnotu aktivační energie (v určitém objemu směsi), přitom vznikají aktivované částice a určitá koncentrace aktivovaných částic vede ke vzniku otevřeného plamene s následným samovolným pokračováním řetězových spalovacích reakcí. Při těchto chemických reakcích se uvolňuje teplo a to má za následek postupné zvyšování tlaku ve válci.

Vlastní spalování pak představuje složité návazné chemické reakce. V pístovém motoru hoří často směsi složitých chemických látek za nestacionárních podmínek. Z toho vyplývá, že úplný model hoření je velice složitý a ovlivněný takovým množstvím parametrů, že nelze najít jeho přesný model.

Zjednodušeně lze proces hoření zemního plynu (98% CH₄) popsat stechiometrickou bilanční rovnicí a energetickou bilanční rovnicí pro spalování 1 kmolu metanu.

- stechiometrická bilanční rovnice pro spalování 1 kmolu metanu:

$$1\text{kmol}C_cH_HO_o + \left(C + \frac{H}{4} - \frac{O}{2}\right)\text{kmol}O_2 \rightarrow C\text{kmol}CO_2 + \frac{H}{2}\text{kmol}H_2O$$



- energetická bilanční rovnice pro spalování 1 kmolu metanu:

$$1 \cdot \Delta h_{CH_4}^{sl} + 2 \cdot \Delta h_{O_2}^{sl} = 1 \cdot \Delta h_{CO_2}^{sl} + 2 \cdot \Delta h_{H_2O}^{sl} + H_U$$

$$H_U = 1 \cdot \Delta h_{CH_4}^{sl} + 2 \cdot \Delta h_{O_2}^{sl} - 1 \cdot \Delta h_{CO_2}^{sl} - 2 \cdot \Delta h_{H_2O}^{sl}$$

Tab.3: Hlavní parametry vybraných paliv: zemní plyn, benzin

| | Jednotky | Zemní plyn (NG) | Benzin (BA-95) |
|----------------------------------|----------|-----------------|----------------|
| Aktivační energie | MJ/kmol | 250 - 400 | 90 - 150 |
| Zápalná teplota | °C | 680 - 750 | 280 - 350 |
| Výhřevnost paliva | MJ/kg | 49,5 | 42,7 |
| Výhřevnost směsi (pro λ=1) | MJ/kg | 4,7 | 2,84 |
| Teor. spotřeba vzduchu (pro λ=1) | kg/kg | 17 | 14,5 |

Pro správnou funkci motoru je třeba přesně určit okamžik, kdy dojde k zapálení směsi. Při určení okamžiku působí dvě protikladná kritéria. Dojde-li k zážehu příliš brzy, působí hoření zvýšení tlaku proti pohybu pístu nahoru a tím dochází ke snížení kinetické energie motoru a ztrátám. Je-li však směs zapálena příliš pozdě, je v počáteční fázi pohybu pístu dolů tlak ve válci nízký a není využita veškerá energie dodaná v palivu. V krajním případě může dojít k vyfouknutí neúplně spálené směsi do výfuku. Pro určení okamžiku zážehu je nutné znát polohu pístu ve válci. Tato poloha je svázána s polohou klikového hřídele motoru a měří se v úhlu otočení hřídele od horní úvratě pístu. Pro správnou funkci motoru je nutné pro všechny režimy motoru nalézt optimální úhel, při kterém se provede zažehnutí nasáté směsi. Protože obecně platí, že se zážeh směsi inicializuje před dosažením horní úvratě pístu, označuje se úhlový rozdíl mezi polohou zážehu a horní úvratí za úhlový předstih zážehu, zkráceně předstih. Režimem motoru je nazýván vektor hodnot některých podstatných stavových veličin motoru. Jedná se především o frekvenci otáčení motoru, tlak nasávané směsi a teplotu motoru. Kritérií pro určení optimální polohy lze nalézt mnoho. Optimalizovat lze například kritérium minimální spotřeby paliva při konstantním odebíraném výkonu, nebo maximálního výkonu při konstantním množství palivové směsi. Pro ekologii provozu je podstatné minimalizovat koncentraci oxidů dusíku NO_x, oxidu uhelnatého CO a nespálených uhlovodíkových zbytků. V praxi se volí kombinace těchto kritérií.

3.3. Poruchy průběhu spalování palivové směsi

Mezi základní poruchy spalovacího procesu lze zařadit vznik detonačního hoření, dále pak neřízený zážeh nebo vznícení při doběhu. Těmto poruchám lze předcházet již vhodným návrhem pohonné jednotky a příslušenství (např. volba kompresního poměru, optimální chladicí soustavy) s ohledem na použité palivo. Rovněž provoz za optimálních podmínek má na eliminaci výskytu těchto poruch značný vliv.

Detonační spalování představuje vznícení části směsi před příchodem fronty plamene. Tlaková vlna, vyvolaná detonačním spalováním, se šíří spalovacím prostorem rychlostí zvuku a při dopadu na stěny spalovacího prostoru a dno pístu vyvolává rázy v pístní skupině a klikovém mechanismu. Zároveň, vlivem koncentrace spalin u stěn spalovacího prostoru, se zvyšuje přestup tepla do stěn a motor se přehřívá. To může mít za následek vznik samozápalů. Při samozápalu dochází ke vznícení směsi ještě před řízeným zážehem jiskrou v důsledku místního přehřátí od rozpálených částí spalovacího prostoru. Samozápaly se projevují předčasným zvýšením tlaku na konci komprese, což má za následek pokles výkonu a nerovnoměrnost chodu motoru.

Antidetonační vlastnosti paliva jsou charakterizovány oktanovým číslem. Oktanové číslo udává procentuelní objemový podíl isooktanu (OČ 100) a n-heptanu (OČ 0) ve směsi, která má stejnou odolnost proti vzniku detonací, jako zkoušené palivo. Hodnoty se zjišťují měřeními na zkušebním jednoválcovém motoru s proměnným kompresním poměrem. U plynů je hodnota oktanového čísla obecně vyšší než 100, konkrétně pak u zemního plynu se tato hodnota pohybuje, v závislosti na složení, mezi 100 až 130.

Oktanového čísla se užívá spíše k popisu antidetonačních vlastností kapalných paliv pro zážehové motory. U plynných paliv, konkrétně u zemního plynu, se často pracuje s tzv. metanovým číslem. To představuje procentuelní objemový podíl metanu (MČ 100) v takové směsi s vodíkem (MČ 0), která má za daných podmínek, ve specifickém zkušebním motoru, stejnou odolnost proti vzniku detonací, jako zkoumané palivo. V případě zemního plynu je tato hodnota pohyblivá, mezi 85 a 98.

Vyšší hodnoty OČ, MČ zemního plynu podtrhují lepší odolnost paliva proti vzniku detonací, což ve výsledku umožňuje volbu vyššího kompresního poměru, s nímž je spojena celková účinnost pohonné jednotky.

Tab.4: Oktanová a metanová čísla pro vybraná paliva: zemní plyn, benzin

| | Zemní plyn (NG) | Benzin (BA-95) |
|----------------|-----------------|----------------|
| oktanové číslo | 100 - 130 | 95 |
| metanové číslo | 85 - 98 | 85 |

4. Regulace výkonu motoru

Obecně lze výkon motoru měnit buď změnou otáček, nebo změnou točivého momentu, příp. současnou změnou otáček i točivého momentu. Možnosti regulace změnou otáček jsou omezené, proto se za základní proces v řízení výkonu motoru považuje regulace točivého momentu motoru M_t , resp. středního efektivního tlaku p_e .

U plynových zážehových motorů bez přeplňování se využívá způsobu tzv. kvantitativní regulace, kdy je střední efektivní tlak řízen změnou hmotnostního naplnění válce. Směs dodávaná motoru má konstantní bohatost blízkou stechiometrickému složení, tzn. $\lambda \approx 1$.

Způsob smíšené regulace středního efektivního tlaku je využíván u plynových zážehových motorů s přeplňováním. Tato regulace je kombinací výše zmiňované kvantitativní regulace a regulace kvalitativní, při které se řídí výkon pomocí změny bohatosti směsi při konstantním průtočném množství vzduchu. Střední efektivní tlak je tedy v určité oblasti řízen změnou bohatosti směsi, v jiné potom změnou hmotnostního naplnění válce. Oblast s proměnlivou bohatostí je zpravidla řízena i kvantitativně.

5. Vozidla poháněná zemním plynem

5.1. Palivo

Zemní plyn se v současné době používá k tvorbě palivové směsi pro zážehové motory výhradně ve skupenství plynném. V zásobníku paliva může být ale plyn uložen jak ve formě plynné, tak ve formě kapalné. Pod zkratkou CNG (z angl.: Compressed Natural Gas) se rozumí varianta, kdy je zemní plyn stlačen v tlakových láhvích plnicím tlakem 20 MPa. Při tomto tlaku se objem zmenší v poměru 200:1. Zkratkou LNG (z angl.: Liquefied Natural Gas) označujeme zemní plyn zkapalněný. K dosažení kapalného stavu plynu je potřeba teploty $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zkapalněním se výchozí objem plynu zmenší zhruba v poměru 600:1. Tento způsob uložení paliva je však konstrukčně a energeticky náročnější, proto se méně využívá než varianta stlačeného plynu.

5.2. Koncepce plynových motorů

Při úpravách motoru na motor zážehový spalující zemní plyn se vychází ze dvou základních technických koncepcí.

První koncepce představuje seřízení a provoz plynového motoru na směs stechiometrického složení, tj. se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda \approx 1$ ve všech provozních režimech, kde regulaci bohatosti směsi zajišťuje elektronický řídicí systém.

Druhá z koncepcí vychází ze seřízení a provozu plynového motoru na směs chudou až velmi chudou s řízenou bohatostí směsi v závislosti na zatížení motoru. Při volnoběhu pracuje motor se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=1,0$ a režimech plného zatížení $\lambda=1,45$ až $1,55$. Tyto motory jsou zpravidla řešeny jako přeplňované.

Rozhodnutí o volbě konceptu závisí na především na původním, nahrazované palivu a na provedení původního motoru. Výše zmíněná první koncepce je určena zejména pro motory původně spalující benzin. Druhá koncepce je zpravidla využívána při konverzi původně vznětového motoru, provozovaného na naftu, na motor zážehový spalující primárně zemní plyn.

5.3. Plynová palivová soustava

Úkolem palivové soustavy obecně je zajištění zásobování motoru potřebným množstvím paliva za všech provozních podmínek práce motoru. Do palivové soustavy lze zahrnout prvky sloužící k uložení paliva, jeho vedení, úpravám a regulaci, prvky k tvorbě palivové směsi v požadovaném směřovací poměru a prvky k jejímu následnému rovnoměrnému rozdělení mezi jednotlivé válce motoru. Výkonné prvky jsou řízeny elektrickým signálem z řídicího systému od elektronické řídicí jednotky.

Požadavky kladené na palivovou soustavu se týkají především její dokonalé těsnosti, aby bylo minimalizováno riziko úniku paliva do okolí a možnému následnému vzniku požáru, odolnosti proti korozi, minimálních hydraulických odporů a jednoduchosti obslužnosti při vysoké spolehlivosti celého systému.

Podle palivových soustav lze vozidla poháněná zemním plynem rozdělit na:

- jednopalivová (angl.: monofuel)
- dvoupalivová (angl.: bifuel)
- smíšená (angl.: dual fuel)

O jednopalivové soustavě mluvíme v souvislosti s vozidly poháněnými pouze jedním druhem motorového paliva. CNG, resp. LNG, je v tomto případě tedy primárním palivem.

Dvoupalivová soustava je typická pro vozidla s motory primárně spalujícími klasická kapalná paliva a zemní plyn, převážně ve formě CNG, zde plní funkci alternativního pohonného média.

Vozidla, jejichž motory využívají současně konvenční kapalná paliva i paliva plynná, mají palivovou soustavu smíšenou. Jedná se především o plynové motory, nepřepřehované i přepřehované, se vznětovým pracovním oběhem, kdy se palivová směs ve válci zapaluje zapalovací dávkou nafty.

5.3.1. Systémy tvorby palivové směsi

Systémy tvorby palivové směsi u zážehových motorů na zemní plyn jsou postaveny na podobných principech, jako u klasických zážehových motorů na benzin s vnější tvorbou směsi. Způsob přímého vstřiku CNG, resp. LNG, do válce není používán.

5.3.1.1. Systém s centrálním směšovačem v sání

Vzduch nasávaný sacím potrubím do válců prochází difuzorem směšovače, kde se vlivem zúžení zvýší jeho průtoková rychlost a sníží tlak. Do difuzoru je vyústěno potrubí přívodu plynu. Kvantitativní regulaci zajišťuje škrticí klapka, umístěná v sacím potrubí za směšovačem (z důvodu zajištění rozvření směsi). Regulaci průtočného množství plynu, vstupujícího potrubím do směšovače, zajišťuje šoupátko (princip: změna průřezu) s krokovým motorkem řízeným signálem řídicí jednotky.

5.3.1.2. Systém vefukování paliva do sacího potrubí

Kvantitativní regulaci, stejně jako u systému se směšovačem v sání, zajišťuje škrtkovací klapka. Množství vefukovaného plynu, dle požadavků na složení směsi, určuje elektronický řídicí systém. Vefukování bývá vícebodové. Optimální umístění trysek vefukovacích ventilů v sacím potrubí je těsně před sacími ventily motoru.

5.3.2. Příslušenství plynových palivových soustav

Tab.5: Příslušenství palivových soustav motorů na CNG

| Systém s centrálním směšovačem | Systém vefukování paliva |
|---|---|
| Tlaková nádoba s multiventilem | Tlaková nádoba s multiventilem |
| Externí plnicí ventil | Externí plnicí ventil |
| Provozní ventil | Provozní ventil |
| Regulátor tlaku plynu | Vysokotlaký regulátor tlaku plynu |
| - | Nízkotlaký regulátor tlaku plynu |
| Čidlo tlaku plynu ve vysokotlakém potrubí | Čidlo tlaku plynu ve vysokotlakém potrubí |
| - | Čidlo tlaku plynu ve nízkotlakém potrubí |
| Čidlo teploty plynu | Čidlo teploty plynu |
| - | Čidlo teploty chladicí kapaliny |
| Směšovač | Palivová lišta (rozdělovač plynu) |
| Šoupátko s krokovým motorkem | Vefukovací ventily |
| Nízkotlaké propojovací potrubí | Nízkotlaké propojovací potrubí |
| Vysokotlaké propojovací potrubí | Vysokotlaké propojovací potrubí |
| Elektronická řídicí jednotka | Elektronická řídicí jednotka |
| Přepínač volby paliva | Přepínač volby paliva |

- **Tlakové nádoby** plní funkci zásobníku paliva. Jsou osazeny multiventilem (pro plnění a rozvod plynu) a plynotěsnou schránkou. Navrženy musí být na vnitřní tlak vyšší než 25 MPa. Hlavním konstrukčními materiály je ocel, popř. hliníkové nebo kompozitní slitiny.
- **Externí plnicí ventil** slouží k připojení pistole plnicí stanice při plnění tlakové nádoby. Může být umístěn v motorovém prostoru, na místě původního čerpacího otvoru klasických paliv (u vozidel jednopalivových soustav) nebo spolu s ním (u vozidel dvoupalivových soustav). Používají se plnicí ventily dvou základních systémů, evropského (NGV1) a italského.
- **Regulátor tlaku** je zařízení, které redukuje tlak plynu, přiváděného z tlakové nádoby, na jeho pracovní hodnotu. Ve vysokotlaké části z tlaku $p_1 \cong 22 \text{ MPa}$ na tlak $p_2 = 5 \div 7 \text{ MPa}$. V části nízkotlaké pak na přesnou požadovanou hodnotu ($p_1 \cong 5 \text{ MPa}$). Vysokotlaká a nízkotlaká část reduktoru mohou tvořit celek nebo stát odděleně. Při snižování tlaku klesá teplota, proto je regulátor napojen na okruh chlazení motoru, z něhož odebírá teplo. Součástí regulátoru bývá rovněž filtr paliva, teplotní a tlakové čidlo.

5.4. Elektronická řídící jednotka

Vozidla poháněná zemním plynem jsou vybavena elektronickou řídící jednotkou (zkratka ECU z angl. Electronic Control Unit), která řídí funkce výkonných členů palivové soustavy na základě zpracovávaných údajů, jež formou elektrického signálu vysílají snímače, čidla a prvky dílčích soustav motoru.

Pokud plní zemní plyn ve vozidle pouze funkci alternativního paliva, ovládá řídící jednotka, ve většině případů, pouze funkce členů plynové palivové soustavy a řízení benzinové palivové soustavy a sekundárních funkcí obstarává původní benzinová řídící jednotka. Obě řídící jednotky spolu navzájem komunikují nebo jen vzájemně sdílejí vybraná čidla. Skýtá se ale také možnost upravit software původní řídící jednotky, kterou pak lze řídit i funkci soustavy plynové. Nutnost použití přídatné řídící jednotky plynové soustavy pak odpadá.

Primárním úkolem řídící jednotky je zajistit, pomocí příkazů výkonným členům palivové soustavy, optimální tvorbu palivové směsi dle požadavků a režimu práce motoru. Sekundárně elektronická řídící jednotka zajišťuje funkci zapalovací soustavy, řízení předstihu.

Elektronická řídící jednotka vyhodnocuje signál ze snímačů (čidlo polohy klikového hřídele, potenciometr škrtící klapky, čidlo teploty a tlaku nasávaného vzduchu) a následně podle programu uloženého v paměti (v podobě tzv. map) určuje polohu šoupátka, pomocí krokového motorku, a tím koriguje odměrný průřez přívodu plynu – u systému se směšovačem v sání, resp. určuje délku otevření vefukovacích ventilů – u systému s vefukováním plynu. Pomocí zpětné vazby na lambda-sondu pak koriguje složení směsi na požadovanou hodnotu. Pokud dojde k výpadku některého ze snímačů, přepne automaticky na záložní program a pracuje s daty uloženými v paměti. Závada se uloží v paměti ve formě kódu k možné pozdější diagnostice.

5.4.1. Snímače a prvky vázané na řídící jednotku

- **Lambda-sonda.** Lambda-sonda je snímač přítomnosti kyslíku ve výfukových plynech. Jde o elektrochemický člen, který na základě chemické reakce vytváří elektrický signál. V závislosti na koncentraci kyslíku ve výfukových plynech buď kolísá napětí na jejích svorkách (napěťová lambda-sonda) nebo se mění odpor (odporová lambda-sonda). Změny hodnot jsou skokové. Lambda-sonda bývá umístěna ve výfukovém potrubí blízko motoru před vstupem výfukových plynů do katalyzátoru. Některé řídící systémy využívají lambda-sondy dvě, kdy je druhá umístěna do výfukového potrubí za katalyzátor. Nutnost umístění, co nejbližší k motoru, vyplývá z důvodu zajištění provozní teploty sondy ($300 \div 350^{\circ}\text{C}$). Optimální provozní teploty lze rovněž docílit vyhříváním. Pak je navíc zajištěná správná funkce sondy i po studeném startu motoru.
- **Snímač otáček motoru (CKPS - CrankShaft Position Sensor).** Informaci o otáčkách klikového hřídele lze získat jedním snímačem, který vyše při průchodu značky jednou za otáčku impuls. Jako optimální zdroj těchto impulsů se jeví zuby na setrvačnicku motoru, které jsou využívány pro pastorek startéru při roztáčení motoru.

- **Snímač polohy škrtkové klapky (TPS - Throttle Position Sensor).** Podává informaci řídicí jednotce o úhlu natočení škrtkové klapky. Napětí z baterie je přivedeno na dráhu snímače a měřeným bodem je jezdec vůči jednomu ze vstupů. Otáčením klapky se napětí lineárně zvyšuje.
- **Snímač tlaku nasávaného vzduchu (IAPS - Intake Air Pressure Sensor nebo MAP - Manifold Air Pressure).** Podává informaci řídicí jednotce o podtlaku v sacím potrubí. Při zvyšování tlaku se zvyšuje napětí vystupující ze snímače.
- **Snímač teploty nasávaného vzduchu (IATS-Intake Air Temperature Sensor).** Podává informaci řídicí jednotce o teplotě vzduchu v sacím potrubí. Jedná se o termistor s nelineárním průběhem odporu v závislosti na teplotě.
- **Snímač teploty motoru (ECTS-Engine Coolant Temperature Sensor).** Podává informaci řídicí jednotce o teplotě chladicí kapaliny. Jedná se o termistor s nelineárním průběhem odporu v závislosti na teplotě.

Výše jmenované snímače jsou v případě vozidel dvoupalivových soustav většinou sdíleny řídicí jednotkou plynové palivové soustavy s původní řídicí jednotkou.

- **Čidla tlaku plynu** podávají řídicí jednotce informace o tlaku plynu v soustavě nebo v zásobníku paliva.
- **Čidla teploty plynu** podávají řídicí jednotce informace o teplotě plynu v soustavě.
- **Přepínač volby paliva.** Tato elektronická součást slouží k, u vozidel dvoupalivových soustav, k přepínání mezi primárním a sekundárním palivem. Je připojena přes konektor k řídicí jednotce plynové palivové soustavy. Volbu provádí obsluha ručně přestavením kolíbkového tlačítka do dané polohy.
- **Provozní ventil** otevírá (při zahájení provozu) a uzavírá (při ukončení provozu, při poruše) přívod plynu z nádrže k reduktoru.

5.5. Výfuková soustava

5.5.1. Chemické emise

Chemické emise jsou škodliviny obsažené především ve výfukových plynech. Vznikají jako důsledek spalovacího procesu. Konkrétně nedokonalou nebo neúplnou oxidací, rozpadem molekul a jejich částečnou oxidací nebo přetvořením. Důraz na jejich minimalizaci má ekonomický (životnost motoru, stálost parametrů), ale hlavně ekologický důvod (hygienické předpisy).

Hlavní sledované emise u plynových motorů jsou:

- **Oxid uhelnatý (CO)**
- **Oxid uhličitý (CO₂)**
- **Oxidy dusíku (NO_x)**
- **Nespálené uhlovodíky (HC)**

Optimální směšovací poměr z hlediska tvorby oxidů dusíku a nespálených uhlovodíků je v oblasti chudé směsi ($\lambda = 1,2 \div 1,8$).

5.5.2. Katalyzátory

Plynné škodliviny ve výfukových plynech lze výrazně snížit dodatečnými procesy ve výfukovém systému motoru pomocí katalyzátorů. Pro plynové motory, provozované v režimech $\lambda = 1$, se používají tzv. tříložkové katalyzátory (CO, C_nH_m, NO_x).

Pro plynové motory provozované s $\lambda \gg 1$, zpravidla přeplňované, se používají oxidační dvousložkové katalyzátory (CO, C_nH_m), u těchto motorů jejich vhodné seřízení zajišťuje nízkou produkci zbývajících složky, tj. NO_x.

6. Motor ŠA 1,2 HTP 40kW na benzin

Koncepce motoru je pojata jako řadový, kapalinou chlazený, nepřepřlňovaný zážehový tříválec se čtyřikrát uloženým klikovým hřídelem a jedním protiběžným vyvažovacím hřídelem.

Motor je vybaven bezdotykovým elektronickým zapalováním se třemi zapalovacími cívkami, nasazenými přímo na zapalovacích svíčkách, sekvenčním vícebodovým vstřikováním paliva před sací ventily, elektronickým ovládáním škrticí klapky bez mechanické vazby na pedál plynu, tříložkovým katalyzátorem a dvěma lambda-sondami.

Víko hlavy válců, hlava válců, blok válců a přední víko motoru jsou vyrobeny tlakovým litím ze slitiny hliníku. Olejová vana je z plechu. Zalité vložky válců jsou z šedé litiny.

Blok válců je dělený v rovině osy klikového hřídele. Toto řešení je náročné na přesnost výroby, ale přináší nespornou výhodu v podobě vysoké pevnosti a tuhosti bloku motoru v ohybu i v krutu. Vysoká tuhost bloku je přitom velmi výhodná z hlediska snížení vibrací i hlučnosti a současně přispívá k delší životnosti motoru. Odvětrávání klikové skříně zajišťuje PCV ventil.

Zásadní v konstrukčním řešení motoru je rovněž hlava válců s příčným chlazením, což znamená, že chladicí kapalina neproudí podélně, tedy od prvního válce k poslednímu (ve směru osy klikového hřídele) jako u dosavadních motorů, nýbrž příčně (kolmo na osu klikového hřídele). Výhodou je podstatně rovnoměrnější chlazení spalovacích prostorů, které přispívá k lepší účinnosti spalovacího procesu, a tím i ke snížení spotřeby paliva a omezení obsahu škodlivin ve výfukových plynech.

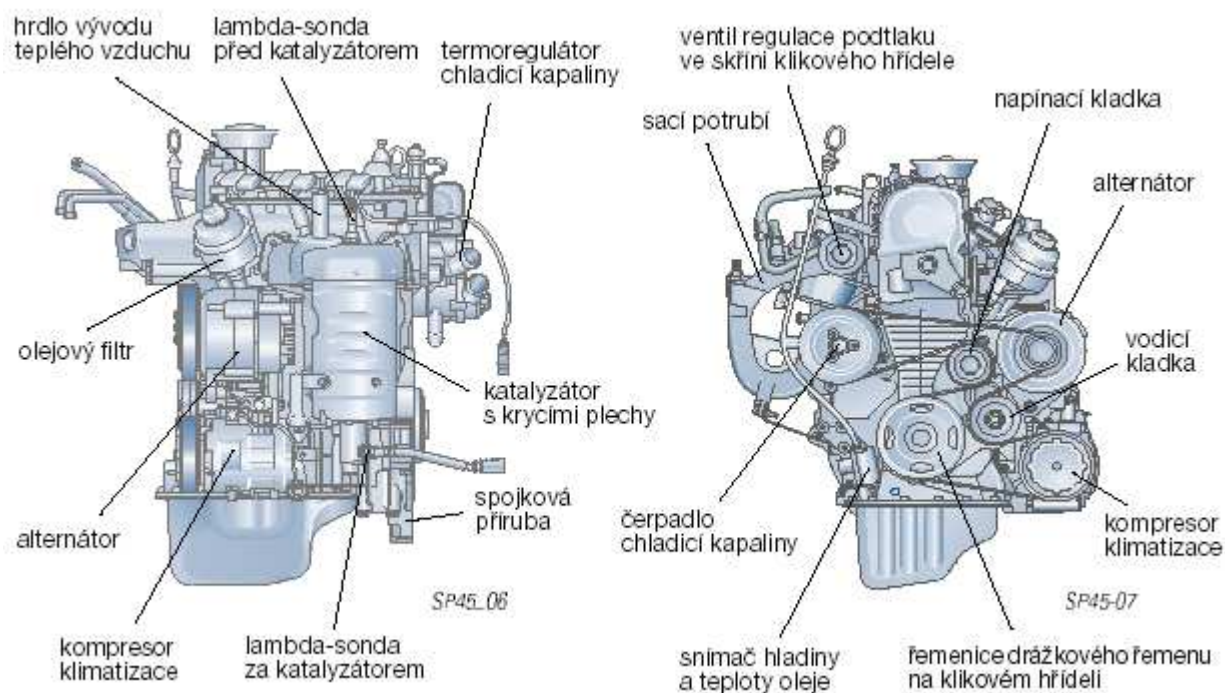
Vačkový hřídel a olejové čerpadlo jsou poháněny dvěma řetězy. Řetěz pohánějící vačkový hřídel je napínán hydraulickým napínákem, řetěz pro pohon olejového čerpadla potom mechanickým. Ve srovnání s pohonem ozubeným řemenem má pohon moderním řetězem při srovnatelné hlučnosti a pasivních odporech výhodu ve vyšší životnosti. Pohon je navržen tak, že po dobu životnosti motoru nevyžaduje údržbu ani výměnu řetězů, resp. řetězových kol.

Ve spodní části bloku motoru je uložen vyvažovací hřídel poháněný ozubeným soukolím od klikového hřídele. Úlohou vyvažovacího hřídele je eliminovat vibrace způsobené pohybem klikového ústrojí (tj. pístů, ojnic a klikového hřídele). Na koncích vyvažovacího hřídele jsou dvě vyvažovací závaží (jedno je k hřídeli přišroubované, druhé je tvořeno výstupkem na ozubeném kole pohánějícím hřídel). Vyvažovací hřídel se otáčí stejnými otáčkami jako hřídel klikový, ale v opačném smyslu, proto se také nazývá protiběžný.

Vačkový hřídel je tzv. skládané konstrukce. Tvoří ho ocelová trubka, na kterou jsou navlečeny a přesně usazeny jednotlivé vačky. Při vysoké pevnosti je tak hřídel zároveň velmi lehký. Vačky ovládají ventily prostřednictvím tzv. kladkových vahadel. Na vahadlech jsou malé kladky, které se odvalují po vačce. Tím se výrazně snižuje hodnota tření mezi vačkou a vahadlem, což významně snižuje pasivní odpory rozvodového mechanismu. Hydraulické prvky vymezují vůle ve ventilovém rozvodu.

Tab.6: Hlavní konstrukční a provozní parametry benzinového motoru ŠA 1,2 HTP [5]

| | |
|------------------------|-----------------------------------|
| Objem válců | 1198 cm ³ |
| Vrtání válců | 76,5 mm |
| Zdvih pístů | 86,9 mm |
| Kompresní poměr | 10,3 |
| Typ rozvodu | OHC |
| Počet ventilů na válec | 2 |
| Max. výkon | 40 kW při 4750 min ⁻¹ |
| Max. točivý moment | 106 Nm při 3000 min ⁻¹ |
| Palivo | bezolovnatý benzin OČVM 95 |
| Hmotnost | 78 kg |



Obr.1: Nákres motoru ŠA 1,2 HTP 40kW

U motoru ŠA 1,2 HTP 40 kW je používána elektronická řídící jednotka od firmy Siemens typu SIMOS 3PD. Řídící jednotka ovládá palivové čerpadlo, elektromagnetický ventil odvětrávání palivové nádrže, řídí vstřikování benzínu, elektrické zapalování, vytápění lambda-sondy a určuje úhel natočení škrtkové klapky v sání motoru. V tabulce č.7 jsou uvedeny čidla a snímače, na základě jejichž signálu ovládá řídící jednotka funkce výkonných prvků uvedených v tabulce č.8. Označení snímačů a výkonných členů dle dokumentace spol. ŠA a.s.

Tab.7: Snímače řídící jednotky SIMOS 3PD [5]

| vstupní signál do ECU | |
|--|-------------------|
| Název součásti | Označení součásti |
| Čidlo teploty nasávaného vzduchu | G042 |
| Čidlo tlaku nasávaného vzduchu | G071 |
| Snímač otáček motoru | G028 |
| Snímač polohy vačkového hřídele | G163 |
| Snímač úhlu pro pohon škrtkové klapky | G187, G188 |
| Snímač polohy akceleračního pedálu | G079, G185 |
| Snímač pedálu spojky | F036 |
| Snímač pedálu brzdy a brzdových světel | F, F047 |
| Snímač detonačního spalování | G061 |
| Snímač teploty chladící kapaliny | G062 |
| Lambda-sonda před katalyzátorem | G039 |
| Lambda-sonda za katalyzátorem | G130 |

Tab.8: Výkonné členy řídící jednotky SIMOS 3PD [5]

| výstupní signál z ECU | |
|---|-------------------|
| Název součásti | Označení součásti |
| Palivové čerpadlo, relé palivového čerpadla | G006, J017 |
| Vstřikovací ventil 1 | N030 |
| Vstřikovací ventil 2 | N031 |
| Vstřikovací ventil 3 | N032 |
| Zapalovací cívka 1 s koncovým výkonovým stupněm | N070 |
| Zapalovací cívka 2 s koncovým výkonovým stupněm | N127 |
| Zapalovací cívka 3 s koncovým výkonovým stupněm | N291 |
| Jednotka ovládání škrtkové klapky s pohonem | G186, J338 |
| Elektromagnetický ventil nádobky s aktivním uhlím | N080 |
| Vyhřívání lambda-sondy před katalyzátorem | Z019 |
| Vyhřívání lambda-sondy za katalyzátorem | Z029 |

7. Motor ŠA 1,2 HTP 40 kW na CNG

7.1. Koncepce úprav motoru ŠA 1,2 HTP na pohon CNG

Zásadní roli při projektování úprav motoru ŠA 1,2 HTP na CNG, určeného k pohonu automobilů, hraje druh provozu vozidla, osazeného touto pohonnou jednotkou. Pro vozidla běžného užití (osobní vozidla) se jeví jako vhodné řešení upravit pohon, resp. palivovou soustavu, na dvoupalivovou soustavou a to z důvodu vyššího dojezdu. Naproti tomu pro vozidla, která mají malý akční rádius a možnost častého plnění zásobníků paliva (komunální vozidla, obslužná vozidla) je výhodnější upravit pohonnou jednotku na primární pohon CNG, tzn. na jednopalivovou soustavou. V tomto případě se může motor plně optimalizovat na provoz CNG a využít plně jeho potenciálu. Možné je změnit tvar spalovacího prostoru, resp. změnit kompresní poměr, vhodně umístit vefukovací ventily na místo původních vstřikovacích ventilů benzinu, upravit zapalovací soustavu, výfukovou soustavu (katalyzátor s optimálním poměrem Pt:Pb:Rh), apod. U této varianty je vždy nutná změna softwaru původní řídicí jednotky. Text se bude dále věnovat pouze úpravám na dvoupalivovou soustavu.

V konstrukčních úpravách motoru s dvoupalivovou soustavou jsme, do jisté míry, limitováni původní, primární benzinovou palivovou soustavou.

Provozní výkonové a emisní parametry při provozu na CNG oproti provozu na benzin by se neměly výrazně lišit.

Motor ŠA 1,2 HTP bude zachován v původní koncepci, tzn. nepřepřítňovaný, spalující směs stechiometrického složení. Nabízejí se dva základní systémy tvorby palivové směsi, již v textu dříve zmiňované, a to sice systém se směšovačem v sání a výhodnější vefukování plynu před sací ventily.

Z ekonomického hlediska úprav motoru ŠA 1,2 HTP na alternativní pohon CNG je důležitá jak minimalizace konstrukčních úprav, tak využití maximálního množství původních součástí motoru ŠA 1,2 HTP nebo součástí vyráběných spol. ŠA a.s., resp. koncernu VW.

U motoru by mělo být použito palivové příslušenství s EOBD a součásti by měl dodávat renomovaný výrobce se zkušenostmi a dobře zajištěným servisem.

7.2. Očekávané změny parametrů motoru

Motor pracující na zemní plyn bude mít proti motoru na benzin sníženou hodnotu středního efektivního tlaku p_e pracovního oběhu. Je to dáno větším objemem dávky plynného paliva na pracovní oběh.

Poměrnou změnu středního efektivního tlaku p_e v režimu 100 % zatížení po přestavbě motoru benzinového na motor plynový, spalující stechiometrickou směs, ukazuje zjednodušený vztah (1), odvozený za předpokladu stejných hodnot plnicích účinností i celkových účinností obou motorů.

$$\frac{p_{e/NG}}{p_{e/BA}} = \frac{(L_{T/BA} \cdot r_{vzduch} + r_{BA}) \cdot H_{L/NG} \cdot T_{DÚ/BA}}{(L_{T/NG} \cdot r_{vzduch} + r_{NG}) \cdot H_{L/BA} \cdot T_{DÚ/NG}} \quad (1)$$

kde je:

| | | |
|--------------|---|---------------------------------------|
| $p_{e/BA}$ | ... střední efektivní tlak - benzin | $[Pa]$ |
| $p_{e/NG}$ | ... střední efektivní tlak - zemní plyn | $[Pa]$ |
| $L_{T/BA}$ | ... teoretická spotřeba vzduchu - benzin | $L_{T/BA} = 14,5 [kg.kg^{-1}]$ |
| $L_{T/NG}$ | ... teoretická spotřeba vzduchu - zemní plyn | $L_{T/NG} = 17 [kg.kg^{-1}]$ |
| r_{vzduch} | ... plynová konstanta - vzduch | $r_{vzduch} = 287 [J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| r_{BA} | ... plynová konstanta - benzin | $r_{BA} = 76 [J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| r_{NG} | ... plynová konstanta - zemní plyn | $r_{NG} = 518 [J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| $H_{L/BA}$ | ... dolní výhřevnost paliva - benzin | $H_{L/BA} = 42,7 [MJ.kg^{-1}]$ |
| $H_{L/NG}$ | ... dolní výhřevnost paliva - zemní plyn | $H_{L/NG} = 49,5 [MJ.kg^{-1}]$ |
| $T_{DÚ/BA}$ | ... teplota náplně válce na konci plnění - benzin | $T_{DÚ/BA} = 325 [K]$ |
| $T_{DÚ/NG}$ | ... teplota náplně válce na konci plnění - zemní plyn | $T_{DÚ/NG} = 340 [K]$ |

Výpočet s využitím těchto hodnot udává teoretické poměrné snížení výkonu při náhradě benzinu zemním plynem, přiváděným v plynné skupenství do nasávaného vzduchu:

$$\frac{p_{e/NG}}{p_{e/BA}} \cong 0,87 .$$

Přechodem z paliva benzin na zemní plyn lze tedy očekávat snížení výkonu motoru zhruba na 87 % výkonu benzinového motoru.

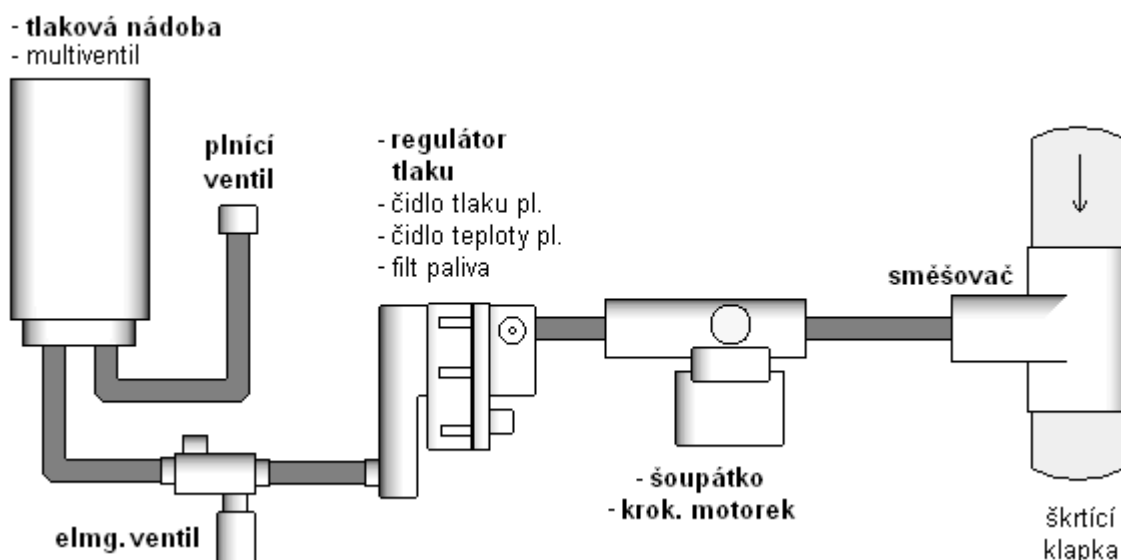
7.3. Motor ŠA 1,2 HTP na CNG se směšovačem v sání

Na tělese motoru nebudou provedeny žádné konstrukční úpravy, vyjma možného uchycení členů plynové palivové soustavy. Některé prvky původní benzinové řídící a výfukové soustavy budou využity při provozu na zemní plyn.

Princip funkce systému bude následující: Stlačený zemní plyn bude veden vysokotlakým potrubím ze zásobníku paliva, přes provozní ventil, do regulátoru tlaku s filtrem paliva. Po úpravě tlaku plynu na požadovanou hodnotu ($p_1 = 20\text{MPa} \rightarrow p_2 = 5\text{MPa}$) v regulátoru bude plyn veden nízkotlakým potrubím, přes šoupátko regulující jeho průtok, do trysky směšovače. Těleso směšovače bude umístěno v sacím potrubí mezi vzduchovým filtrem a škrticí klapkou. Palivová směs, vytvořená ve směšovači, míšením plynu a vzduchu bude vedena rozdělovacím sacím potrubím k sání jednotlivých válců. Řízení tvorby směsi bude zajišťovat přídatná řídící jednotka polohováním krokového motorku šoupátka, na základě informací ze snímačů a lambda-sondy původní řídící soustavy.

7.3.1. Návrh příslušenství plynové palivové soustavy

Tlakové nádoby mohou být, co do objemu, zvoleny dle typu automobilu. Možné je zvolit např. tlakové lahve od společnosti Barbotti. Elektromagnetický ventil, regulátor tlaku a krokový motorek, komunikující s řídící jednotkou, budou od společnosti Lovato. Směšovač není univerzálním prvkem, závisí na parametrech motoru, proto je navržen a vyroben nezávisle.



Obr.2: Schéma návrhu umístění výkonových prvků plynové palivové soustavy motoru ŠA 1,2 HTP 40 kW se směšovačem v sání

7.3.2. Návrh směšovače

Navrhovaný směšovač bude složen ze dvou základních částí, z tělesa s difuzorem [P3] a z trysky [P2], kterou je vefukován plyn. Tryska bude vlisována do tělesa s difuzorem v pozici určené ve výkresu sestavy směšovače [P1]. Výkresy součástí a sestavy směšovače jsou součástí přílohy.

Návrhu tvaru difuzoru a tvaru trysky byl proveden s ohledem na minimalizaci ztrát při průtoku vzduchu a plynu, z důvodu zajištění optimální dopravní účinnosti. Důležitá je při návrhu určení rychlosti vzduchu v difuzoru (optimální $v_{o2} = 80 \div 90 [m/s]$).

7.3.3. Výpočet průměru difuzoru směšovače:

Dáno:

$$D_V = 0,0765[m]; z = 0,0869[m]; i = 3[-]; n_j = 4750[\min^{-1}]; k = 2[-]; \rho_{vzduch} = 1,15[kg \cdot m^{-3}]; \\ v_D = 80[m/s]; \eta_D = 0,8[-]; \mu_D = 0,85[-]; S_T = 2,43283 \cdot 10^{-4}[m^2]$$

Výpočet:

$$V_M = \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} \cdot z \cdot i = \frac{\pi \cdot 0,0765^2}{4} \cdot 0,0864 \cdot 3 = 1,19826 \cdot 10^{-3}[m^3]$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzduch} \cdot v_D^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,15 \cdot 80^2 = 3680[Pa]$$

$$\dot{m}_V = V_M \cdot \frac{n_j}{k \cdot 60} \cdot \eta_D \cdot \rho_{vzduch} = 1,19826 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{4750}{2 \cdot 60} \right) \cdot 0,8 \cdot 1,15 = 4,363 \cdot 10^{-2}[kg \cdot s^{-1}]$$

$$\dot{m}_V = \mu_D \cdot S_{DT} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{vzduch} \cdot \Delta p} \rightarrow S_{DT}$$

$$S_{DT} = \frac{\dot{m}_V}{\mu_D \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{vzduch} \cdot \Delta p}} = \frac{4,363 \cdot 10^{-2}}{0,85 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,15 \cdot 3680}} = 5,579283 \cdot 10^{-4}[m^2]$$

$$S_{DT} = S_D - S_T \rightarrow S_D$$

$$S_D = S_{DT} + S_T = (5,579283 + 2,43283) \cdot 10^{-4} = 8,012113 \cdot 10^{-4} [m^2]$$

$$S_D = \frac{\pi \cdot D_D^2}{4} \rightarrow D_D$$

$$D_D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_D}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,012113 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,03194 [m] \approx \underline{32 [mm]}$$

kde je:

| | | |
|-----------------|--|---------------------|
| V_M | ... zdvihový objem válců | $[m^3]$ |
| k | ... součinitel čtyřtákního motoru | $[-]$ |
| z | ... zdvih válců | $[m]$ |
| i | ... počet válců | $[-]$ |
| Δp | ... změna tlaku vzduchu | $[Pa]$ |
| ρ_{vzduch} | ... hustota vzduchu | $[kg \cdot m^{-3}]$ |
| v_D | ... teoretická rychlost vzduchu v difuzoru | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| \dot{m}_v | ... hmotnostní spotřeba vzduchu | $[kg \cdot s^{-1}]$ |
| n_j | ... jmenovité otáčky | $[min^{-1}]$ |
| η_D | ... dopravní účinnost | $[-]$ |
| μ_D | ... průtokový součinitel | $[-]$ |
| S_D | ... výpočtová plocha difuzoru | $[m^2]$ |
| S_{DT} | ... teoretická plocha difuzoru | $[m^2]$ |
| S_T | ... plocha trysky | $[m^2]$ |
| D_V | ... průměr vrtání válce | $[m]$ |
| D_D | ... průměr difuzoru | $[m]$ |

7.3.4. Návrh řídicí soustavy

V závislosti na použitých prvcích palivové soustavy bude zvolena řídicí jednotka od společnosti Lovato s označením Loveco-Pro.

Měřené veličiny na vstupní straně motoru (poloha vačkového hřídele, otáčky motoru, podtlak v sání, teplota chladicí kapaliny) porovnává ECU s uloženými údaji (paměť ROM) a podle nich udává okamžitou pozici krokovému motorku, resp. šoupátku. Tím určuje dávku plynu vstupujícího do směšovače. Korekce složení směsi na $\lambda=1$ je následně prováděna na základě informací o přebytku vzduchu z lambda-sondy ve výfukovém potrubí. Její systém je opatřen startovací funkcí, která po startu motoru nastaví polohu krokového motorku do výchozí polohy. Data v naprogramované paměti se udrží i po vypnutí motoru. Tato řídicí jednotka řídí, při provozu na zemní plyn, funkci zapalování, resp. předstih zážehu, dle informací o poloze vačkového hřídele (otáčkách motoru), podtlaku v sání a teplotě motoru.

Lambda-sondu, snímač polohy vačkového hřídele, čidlo tlaku nasávaného vzduchu a čidlo teploty chladicí kapaliny sdílí společně s řídicí jednotkou benzinové soustavy Simos 3PD, přičemž vyhodnocuje jen signál z lambda-sondy před katalyzátorem.

V tabulce č.9 jsou uvedeny čidla a snímače, na základě jejichž signálu ovládá řídicí jednotka Loveco-Pro funkce výkonných prvků uvedených v tabulce č.10. Označení snímačů a výkonných členů dle dokumentace spol. Lovato a spol. ŠA a.s.

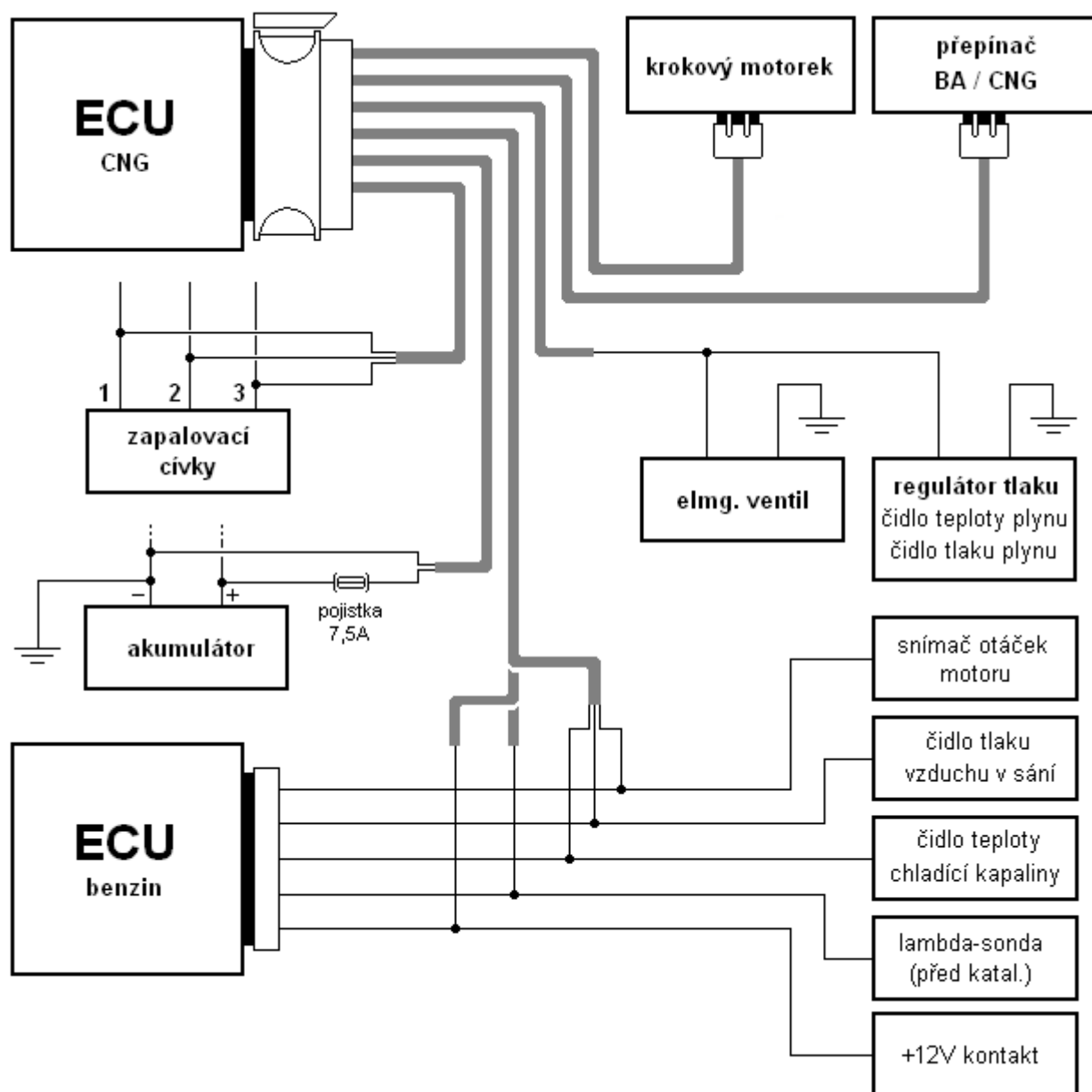
Schéma elektrického zapojení řídicí jednotky Loveco-Pro, snímačů a výkonných prvků je na obr. č.3.

Tab.9: Snímače řídicí jednotky Loveco-Pro

| vstupní signál do ECU | |
|---|-------------------|
| Název součásti | Označení součásti |
| Snímač otáček motoru | G028 |
| Čidlo teploty nasávaného vzduchu | G042 |
| Čidlo tlaku nasávaného vzduchu | G071 |
| Lambda-sonda za katalyzátorem | G130 |
| Čidlo tlaku plynu ve vysokotlakém potrubí | dle spol. Lovato |
| Čidlo teploty plynu | dle spol. Lovato |
| Spínač volby paliva | dle spol. Lovato |

Tab.10: Výkonné členy řídicí jednotky Loveco-Pro

| výstupní signál z ECU | |
|---|-------------------|
| Název součásti | Označení součásti |
| Elektromagnetický ventil | dle spol. Lovato |
| Regulátor tlaku plynu | dle spol. Lovato |
| Krokový motorek | dle spol. Lovato |
| Zapalovací cívka 1 s koncovým výkonovým stupněm | N070 |
| Zapalovací cívka 2 s koncovým výkonovým stupněm | N127 |
| Zapalovací cívka 3 s koncovým výkonovým stupněm | N291 |



Obr.3: Schéma elektrického zapojení příslušenství plynové palivové soustavy motoru ŠA 1,2 HTP 40 kW se směšovačem v sání

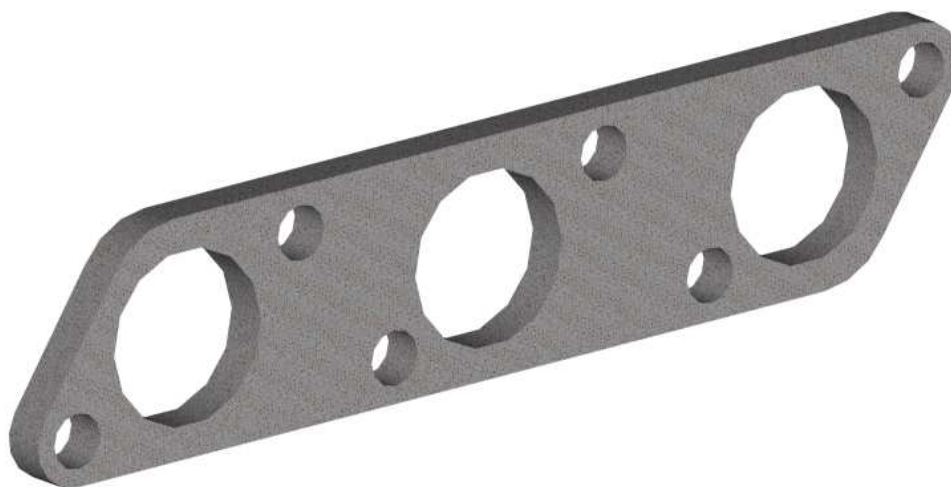
7.4. Motor ŠA 1,2 HTP na CNG s vefukováním plynu do sání

Na tělese motoru nebudou provedeny takřka žádné konstrukční úpravy, vyjma sacího traktu motoru, kde budou umístěny trysky vefukovačů, a možného uchycení členů plynové palivové soustavy. Některé prvky původní benzinové řídící a výfukové soustavy budou využity při provozu na zemní plyn.

Stlačený zemní plyn bude veden vysokotlakým potrubím ze zásobníku paliva, přes provozní ventil a filtr, do vysokotlakého regulátoru tlaku. Ve vysokotlakém regulátoru se tlak upraví na přibližnou pracovní hodnotu ($p_1 = 20\text{MPa} \rightarrow p_2 = 5 \div 7\text{MPa}$). Následně bude veden nízkotlakým spojovacím potrubím do rozdělovače s nízkotlakým regulátorem, kde se velikost tlaku upraví na přesnou požadovanou pracovní hodnotu ($p_2 = 5 \div 7\text{MPa} \rightarrow p_3 \cong 5\text{MPa}$). Rozdělovač rozvede plyn k jednotlivým vefukovacím ventilům. Trysky vefukovacích ventilů musejí být umístěny na sacím potrubí, z důvodů účinnosti, co nejbližší k sacím ventilům válců.

Přesné umístění (pozice a úhel) trysek vstřikovacích ventilů, resp. děr v sacím potrubí musí být stanoveno experimentálně.

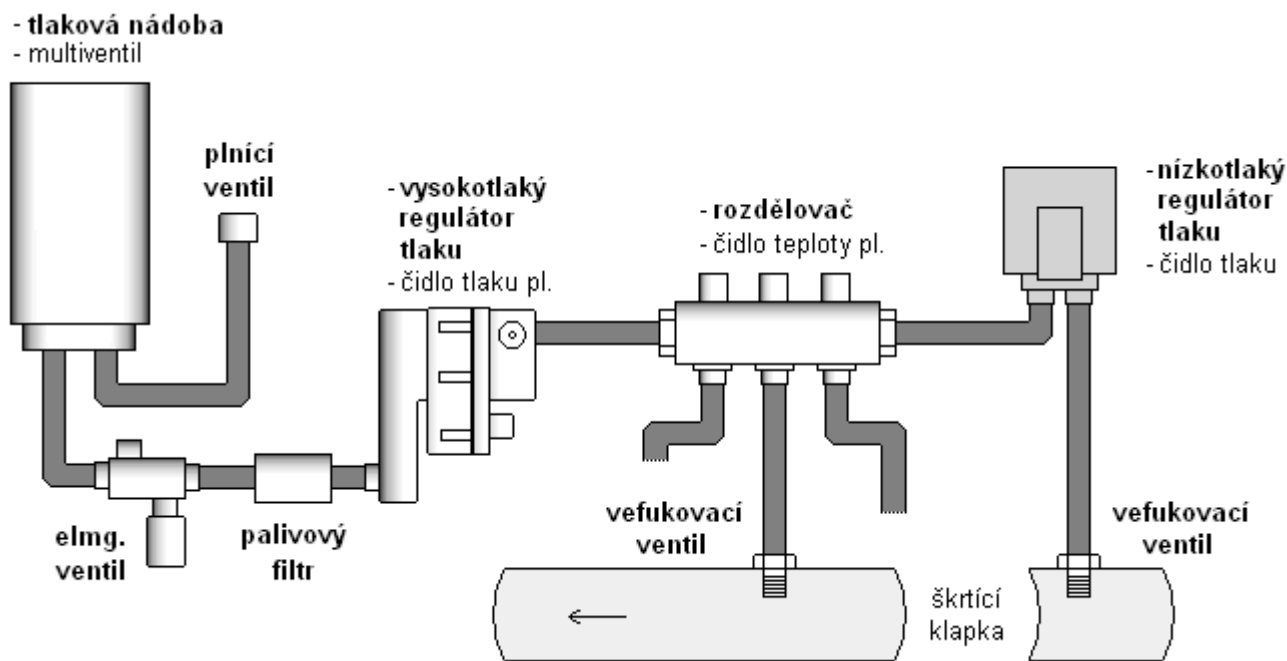
Nabízí se také možnost použití distanční vložky, vložené mezi hlavu válců a sací potrubí, ve které budou vefukovací trysky zemního plynu. Tím odpadá nutnost zásahu do stávajícího sacího potrubí. Tato varianta skýtá možnost úpravy vefukovacích kanálků k co možná nejvyšší účinnosti rozprášení paliva. Otázkou ovšem zůstává vliv odsazení sacího potrubí na změnu tlaku vzduchu v sacím potrubí, potažmo na výkonnostní parametry motoru.



Obr.4: Distanční vložka mezi hlavu válců a sací potrubí

7.4.1. Návrh příslušenství plynové palivové soustavy

Tlakové nádoby mohou být, co do objemu, zvoleny dle typu automobilu. Možné je zvolit např. tlakové lahve od společnosti Barbotti. Vhodnou volbou ostatního příslušenství se jeví moderní systém spol. BRC – Sequent 24.



Obr.5: Schéma návrhu umístění výkonných prvků plynové palivové soustavy motoru ŠA 1,2 HTP 40 kW s vefukováním plynu do sání /systém BRC Sequent 24/

7.4.2. Návrh řídicí soustavy

Měřené veličiny na vstupní straně motoru porovnává ECU (systému BRC Sequent 24, typ FLY SF) s uloženými údaji a podle nich počítá dobu vefukování. Při nízkém zatížení motoru hraje hlavní roli pro výpočet doby vefukování snímač otáček motoru a čidlo podtlaku v sacím kanále (MAP senzor). Při vysokém zatížení rozhodují informace o otáčkách motoru a o úhlu natočení škrtkové klapky (TPS). Tyto tři vstupy jsou hlavními činiteli pro výpočet doby vefukování. ECU počítá dobu vefukování na základě palivových map uložených v paměti. Korekce složení směsi je následně prováděna na základě informací o přebytku vzduchu z lambda-sondy (před katalyzátorem) ve výfukovém potrubí a na základě měření signálu vysílaného řídicí jednotkou SIMOS 3PD k benzinovým vstřikovačům. Ostatní funkce, jako zapalování nebo polohování škrtkové klapky, obstarává nadále původní řídicí jednotka SIMOS 3PD. Řídicí jednotka FLY SF může mít integrovanou funkci na řízení předstihu zážehu. Obě řídicí jednotky spolu navzájem nekomunikují, jen sdílejí některá čidla a snímače.

V tabulce č.11 jsou uvedeny čidla a snímače, na základě jejichž signálu ovládá řídicí jednotka FLY SF funkce výkonných prvků uvedených v tabulce č.12. Označení snímačů a výkonných členů dle dokumentace spol. BRC a spol. ŠA a.s.

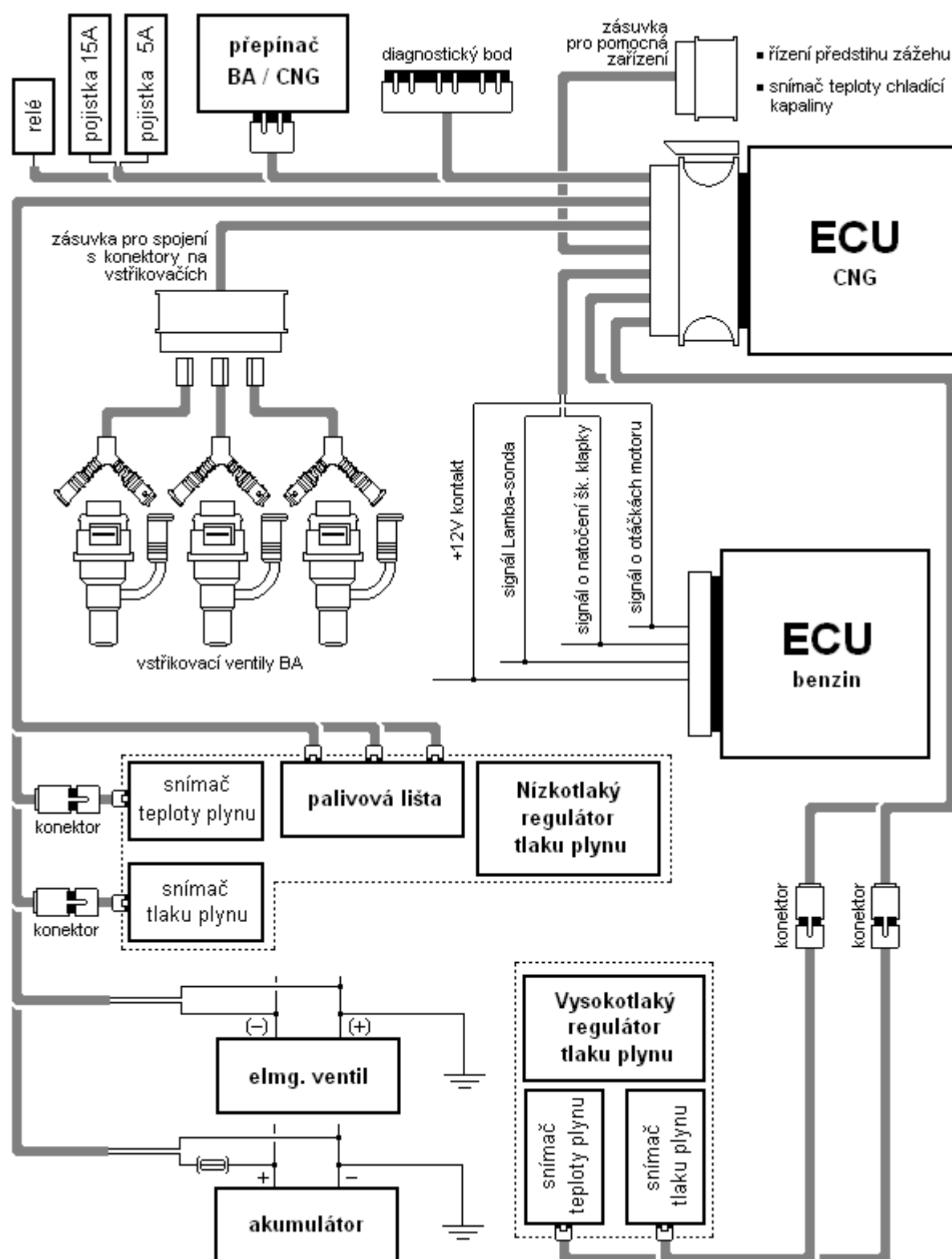
Schéma elektrického zapojení řídicí jednotky FLY SF, snímačů a výkonných prvků systému Sequent 24 je na obr. č.6.

Tab.11: Snímače řídicí jednotky FLY-SF

| vstupní signál do ECU | |
|--|--------------------------|
| Název součásti | Označení součásti |
| Snímač na vstřikovacím ventilu benzínu 1 | dle BRC |
| Snímač na vstřikovacím ventilu benzínu 2 | dle BRC |
| Snímač na vstřikovacím ventilu benzínu 3 | dle BRC |
| Snímač otáček motoru | G028 |
| Čidlo teploty nasávaného vzduchu | G042 |
| Čidlo tlaku nasávaného vzduchu | G071 |
| Snímač teploty chladící kapaliny | G062 |
| Lambda-sonda za katalyzátorem | G130 |
| Snímač tlaku ve vedení plynu | dle BRC |
| Snímač tlaku v zásobníku plynu | dle BRC |
| Snímač teploty plynu | dle BRC |
| Spínač volby paliva | dle BRC |

Tab.12: Výkonné členy řídicí jednotky FLY-SF

| výstupní signál z ECU | |
|------------------------------|--------------------------|
| Název součásti | Označení součásti |
| Elektromagnetický ventil | dle BRC |
| Regulátor tlaku plynu | dle BRC |
| Vefukovací ventil 1 | dle BRC |
| Vefukovací ventil 2 | dle BRC |
| Vefukovací ventil 3 | dle BRC |
| Řízení předstihu zážehu | dle BRC |



Obr.6: Schéma elektrického zapojení příslušenství plynové palivové soustavy motoru ŠA 1,2 HTP 40 kW s vefukováním plynu do sání

8. Porovnání parametrů motoru ŠA 1,2 HTP při provozu na BA a CNG

Zkoušky motoru ŠA 1,2 HTP na CNG se směšovačem v sání proběhly v laboratořích KSD TU Liberec na zkušebním stanovišti s asynchronním dynamometrem typu MEZ Servis ADS 235.

Provozní parametry byly zjišťovány prostřednictvím snímačů a měřicích zařízení připojených na systém automatického sběru dat a dále prostřednictvím diagnostického systému připojeného k řídicí jednotce Simos S3PD.

Tab.13: Hlavní sledované parametry provozu motoru a způsob měření [6]

| Parametr | Snímač / Přístroj |
|---|-----------------------|
| Otáčky motoru | ADS 235; S3PD (G28) |
| Poloha škrtící klapky, resp. pedálu akceleraace | S3PD (G187, G188) |
| Točivý moment | ADS 235 |
| Spotřeba paliva | Micromotion CMF, S3PD |
| Součinitel přebytku vzduchu | UEGO Etas, S3PD |
| Předstih zážehu | S3PD (G28) |
| Teplota nasávaného vzduchu | Pt 100 |
| Tlak plynu v nízkotlakém vedení plynu | DMP BD |
| Teplota směsi za škrtící klapkou | S3PD (GP42) |
| Tlak směsi za škrtící klapkou | DMP BD, S3PD (G71) |
| Teplota oleje | Pt 100, S3PD (G266) |
| Tlak oleje | DMP BD |
| Teplota chladící kapaliny na výstupu z motoru | Pt 100, S3PD (G62) |
| Teplota výfukových plynů před katalyzátorem | termočlánek K |
| Teplota výfukových plynů za katalyzátorem | termočlánek K |
| Koncentrace CO ve výf. pl. před a za katalyzátorem | HB URAS 2T |
| Koncentrace CO ₂ ve výf. pl. před a za katalyzátorem | URAS 2T |
| Koncentrace NO _x ve výf. pl. před a za katalyzátorem | HORIBA CLA-150 |
| Koncentrace THC ve výf. pl. před a za katalyzátorem | FIDAS 2T |
| Koncentrace NMHC ve výf. pl. před a za katalyzátorem | HORIBA 321K |
| Koncentrace O ₂ ve výf. pl. před a za katalyzátorem | OXYMAT D5 |
| Relativní vlhkost vzduchu | Exatherm FN A848 |
| Barometrický tlak | Hydrargric B1 |

Tab.14: Provozní parametry motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v otáčkovém přechodovém režimu při konstantním zatížení [6]

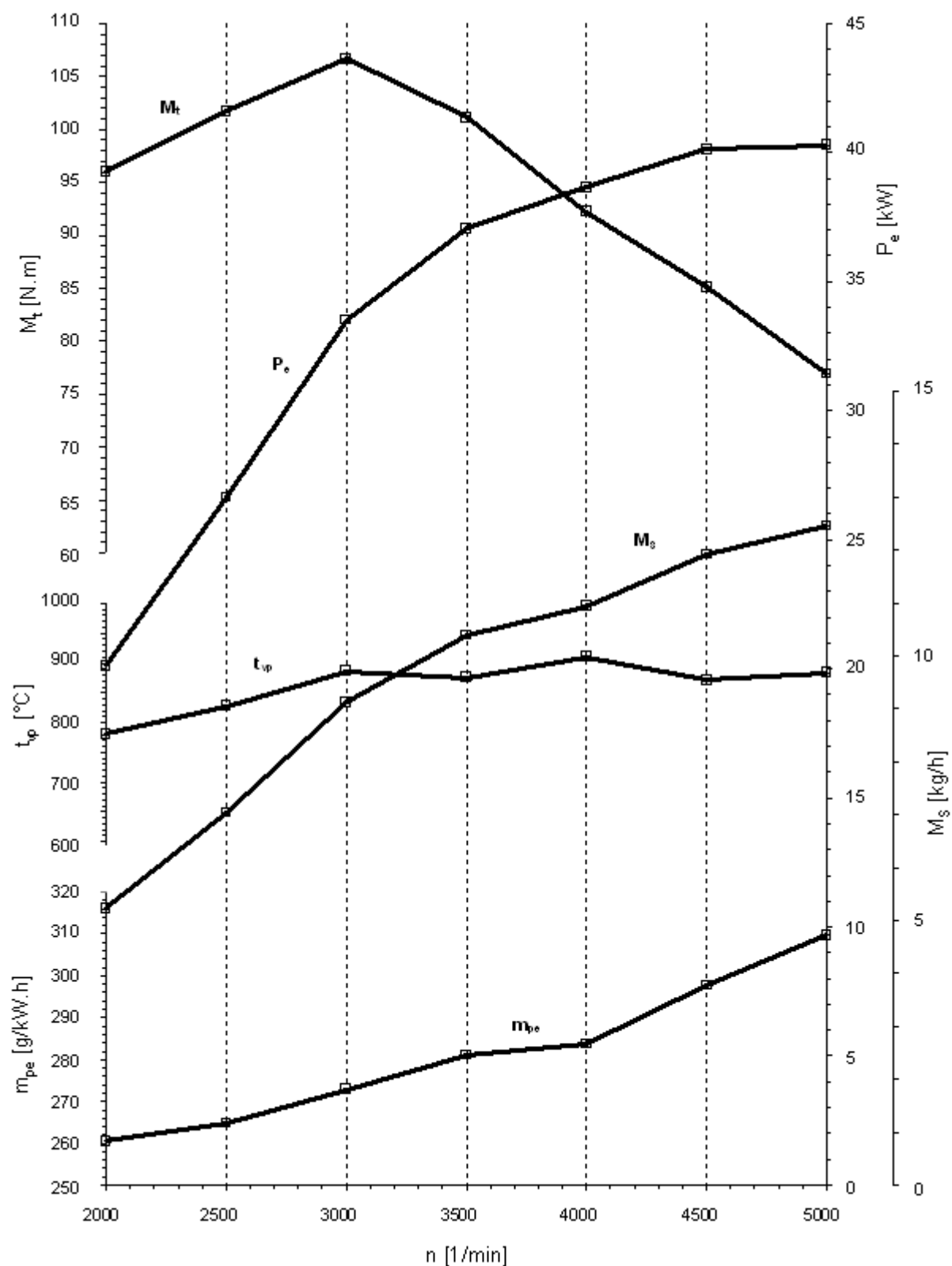
| 100% zatížení motoru | | | | | | | |
|----------------------|-----------|----------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|--------------------------|----------------------|
| BA-95 | n [1/min] | M _t [N.m] | P _e [kW] | p _e [MPa] | M _s [kg/h] | m _{pe} [g/kW.h] | t _{vp} [°C] |
| | 2000 | 96,0513 | 20,1173 | 1,0119 | 5,2409 | 260,5185 | 780,9957 |
| | 2500 | 101,7067 | 26,6274 | 1,0715 | 7,0500 | 264,7666 | 827,8224 |
| | 3000 | 106,6526 | 33,5059 | 1,1235 | 9,1427 | 272,8675 | 886,3253 |
| | 3500 | 101,1093 | 37,0593 | 1,0652 | 10,4138 | 281,0043 | 875,4927 |
| | 4000 | 92,2501 | 38,6421 | 0,9718 | 10,9616 | 283,6695 | 910,2416 |
| | 4500 | 85,1215 | 40,1123 | 0,8967 | 11,9431 | 297,7419 | 871,1844 |
| | 5000 | 76,9312 | 40,2813 | 0,8104 | 12,4756 | 309,7128 | 883,6617 |
| CNG | n [1/min] | M _t [N.m] | P _e [kW] | p _e [MPa] | M _s [kg/h] | m _{pe} [g/kW.h] | t _{vp} [°C] |
| | 2000 | 77,2667 | 16,1833 | 0,8140 | 3,8725 | 239,4111 | 796,9833 |
| | 2500 | 80,7611 | 21,1389 | 0,8506 | 4,9171 | 232,5889 | 835,4389 |
| | 3000 | 77,2111 | 24,2556 | 0,8134 | 5,9613 | 245,8111 | 889,0389 |
| | 3500 | 81,4889 | 29,8556 | 0,8581 | 6,9118 | 231,4444 | 883,7611 |
| | 4000 | 79,2474 | 33,4105 | 0,8403 | 7,9694 | 238,6421 | 908,3632 |
| | 4500 | 72,6389 | 34,2333 | 0,7653 | 8,3213 | 243,2500 | 892,7833 |
| | 5000 | 64,7471 | 33,9000 | 0,6821 | 8,6865 | 256,2353 | 877,4059 |

podmínky měření: t_v=20[°C]; φ=30[%]; p_b=97,1[kPa]

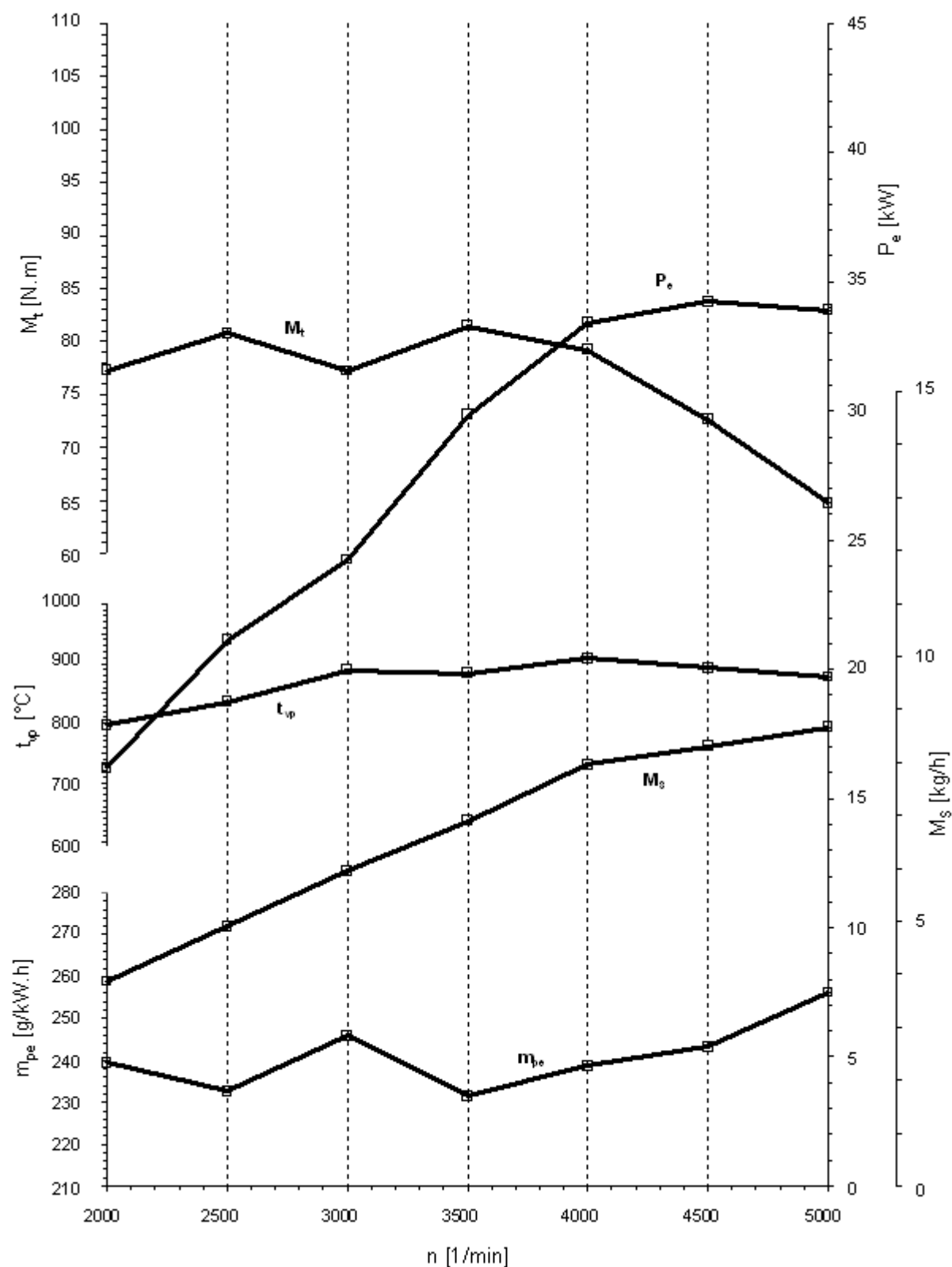
Tab.15: Výfukové emise motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v otáčkovém přechodovém režimu při konstantním zatížení [6]

| 100% zatížení motoru | | | | | | | | | |
|----------------------|---------------|--|--------------------------|-------------|------------------------|--|--------------------------|-------------|------------------------|
| BA-95 | n [ot/min] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C ₃ H ₈ [ppm] | NO _x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] | C ₃ H ₈ [ppm] | NO _x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 2000 | 630,00 | 2880,00 | 5000,00 | 14,70 | 20,00 | 62,00 | 957,00 | 13,59 |
| | 3000 | 673,43 | 1802,57 | 4945,00 | 13,04 | 88,00 | 174,00 | 4945,00 | 11,54 |
| | 4000 | 543,29 | 3599,14 | 4945,00 | 14,05 | 22,00 | 43,00 | 3635,00 | 13,48 |
| CNG | 4750 | 613,64 | 2865,15 | 4945,00 | 11,67 | 64,00 | 344,00 | 4945,00 | 12,38 |
| | n [ot/min] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C ₃ H ₈ [ppm] | NO _x [ppm] | CO [%] | CO ₂ [%] | C ₃ H ₈ [ppm] | NO _x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 2000 | 247,89 | 2033,56 | 0,79 | 9,68 | 33,00 | 247,86 | 4165,11 | 10,16 |
| | 2500 | 232,56 | 2074,44 | 0,63 | 9,80 | 16,00 | 243,19 | 3522,22 | 10,19 |
| | 3000 | 200,67 | 2101,22 | 0,40 | 9,98 | 7,00 | 283,17 | 1659,56 | 10,32 |
| | 3500 | 215,10 | 2463,80 | 0,30 | 10,15 | 7,00 | 334,07 | 814,90 | 10,42 |
| | 4000 | 207,22 | 2554,44 | 0,31 | 10,19 | 4,00 | 325,81 | 844,67 | 10,46 |
| | 4500 | 244,50 | 2748,40 | 0,34 | 10,22 | 9,00 | 353,77 | 906,60 | 10,43 |
| | 5000 | 276,00 | 2323,54 | 0,35 | 10,24 | 19,00 | 292,82 | 993,60 | 10,34 |

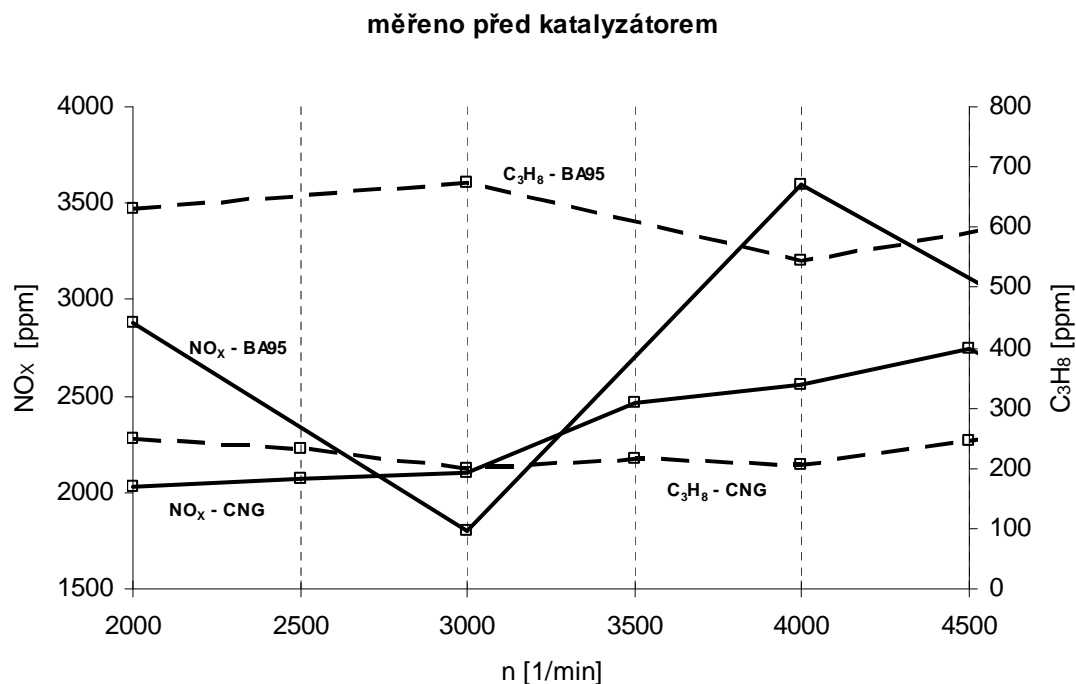
podmínky měření: t_v=20[°C]; φ=30[%]; p_b=97,1[kPa]



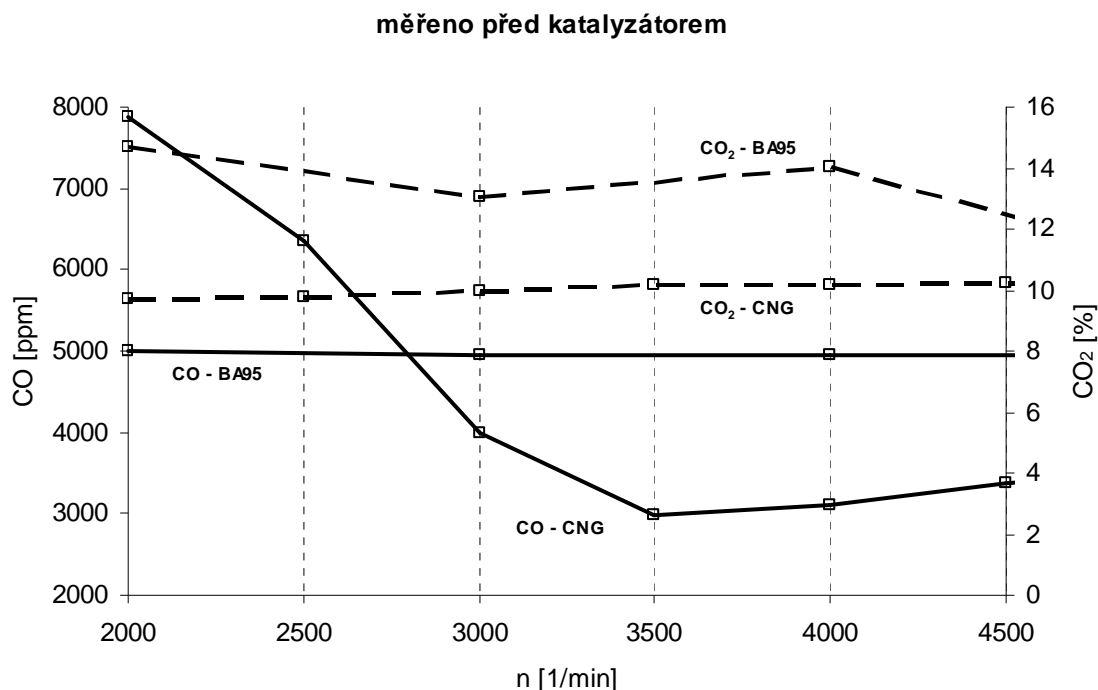
Obr.7: Otáčková charakteristika motoru ŠA 1,2 HTP 40kW, **provoz na BA-95**, režim konstantního 100% zatížení motoru (plně otevřená škrťací klapka)



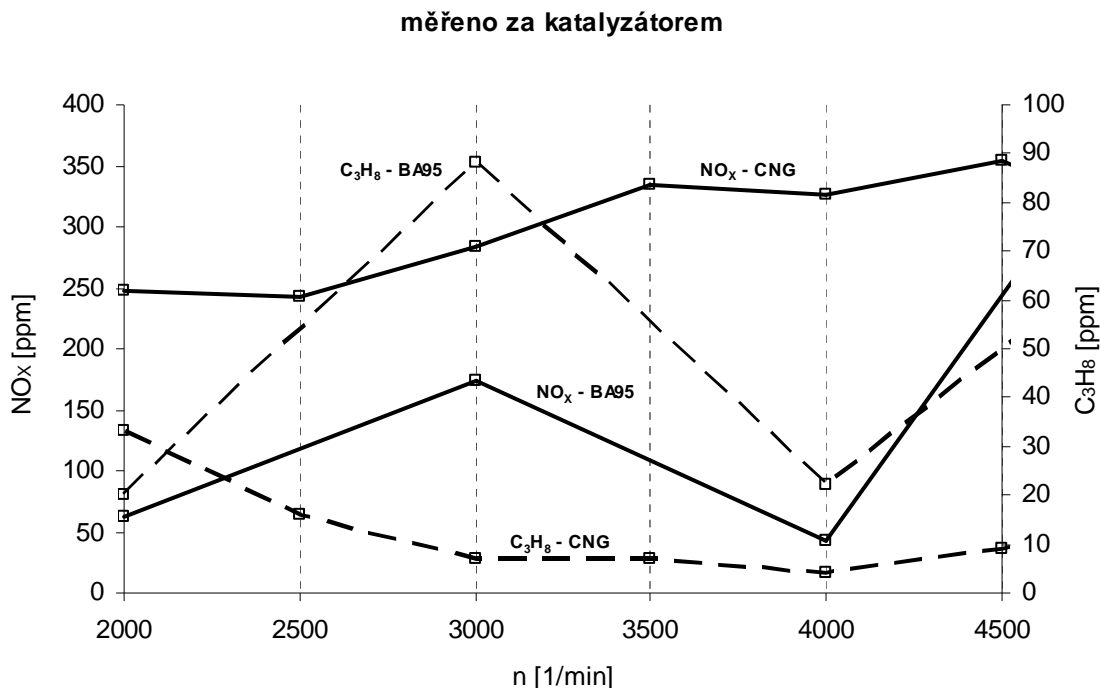
Obr.8: Otáčková charakteristika motoru ŠA 1,2 HTP 40kW, **provoz na CNG**, režim konstantního 100% zatížení motoru (plně otevřená škrtková klapka)



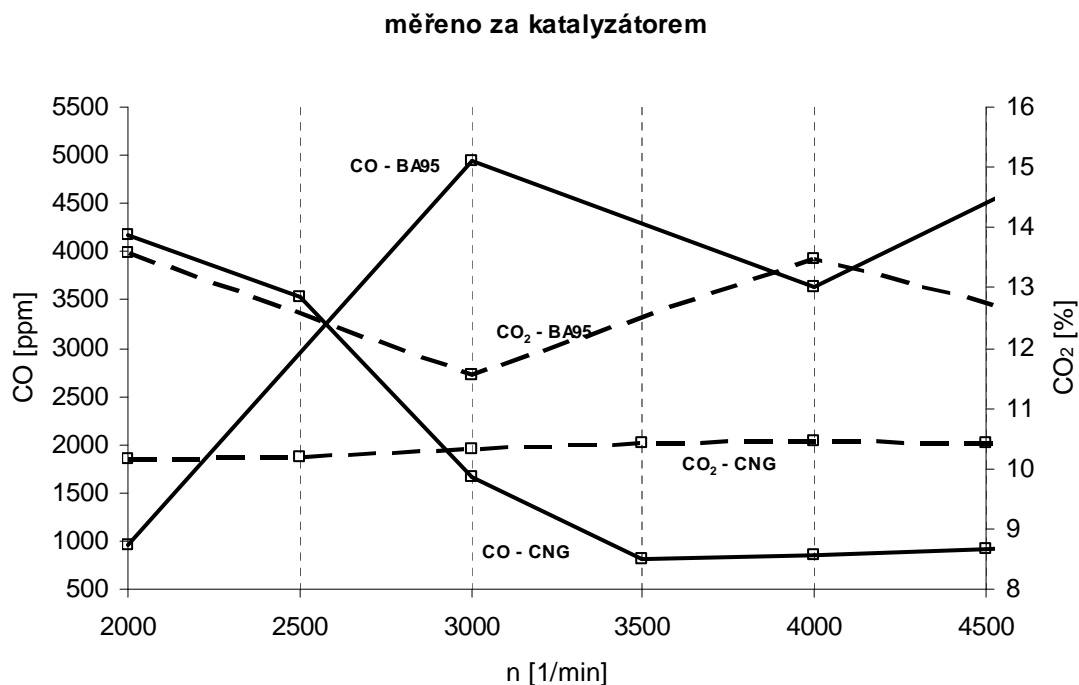
Obr.9: Koncentrace NO_x , C_3H_8 ve výfukových plynech při provozu na BA-95 a CNG, měřené v otáčkovém přechodovém režimu při konstantním zatížení na vstupu do katalyzátoru



Obr.10: Koncentrace CO , CO_2 ve výfukových plynech při provozu na BA-95 a CNG, měřené v otáčkovém přechodovém režimu při konstantním zatížení na vstupu do katalyzátoru



Obr.11: Koncentrace NO_x, C₃H₈ ve výfukových plynech při provozu na BA-95 a CNG, měřené v otáčkovém přechodovém režimu při konstantním zatížení na výstupu z katalyzátoru



Obr.12: Koncentrace CO, CO₂ ve výfukových plynech při provozu na BA-95 a CNG, měřené v otáčkovém přechodovém režimu při konstantním zatížení na výstupu z katalyzátoru

Tab.16: Provozní parametry motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=2000 [1/min] | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------|-------------|--------------|-------------------|---------------|-----------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 14,92 | 3,1214 | 0,1570 | 1,7325 | 555,07 | 401,73 | 40,5 |
| | 39,86 | 8,3577 | 0,4203 | 3,4499 | 412,79 | 436,00 | 36,0 |
| | 59,83 | 12,5353 | 0,6305 | 3,8389 | 306,25 | 478,41 | 25,5 |
| | 80,09 | 16,7495 | 0,8424 | 4,6255 | 276,16 | 528,85 | 19,5 |
| | 95,05 | 19,8473 | 0,9983 | 5,0771 | 255,81 | 570,23 | 14,5 |
| CNG | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 14,96 | 3,1323 | 0,1576 | 1,2973 | 414,16 | 373,58 | 41,8 |
| | 39,89 | 8,3530 | 0,4201 | 2,2106 | 264,65 | 413,83 | 32,6 |
| | 59,77 | 12,5144 | 0,6295 | 2,9435 | 235,21 | 465,32 | 22,5 |
| | 69,93 | 14,6417 | 0,7365 | 3,3662 | 229,90 | 515,05 | 19,5 |
| | 82,04 | 17,1771 | 0,8640 | 3,9492 | 229,91 | 550,27 | 16,6 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

Tab.17: Výfukové emise motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=2000 [1/min] | | | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------------------------|--------------|----------|---------------------|---------------------------|--------------|----------|---------------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 14,92 | 600 | 1675 | 4850 | 14,8 | 101 | 277 | 601 | 15,5 |
| | 39,86 | 580 | 2580 | 5000 | 14,8 | 72 | 182 | 437 | 15,5 |
| | 59,83 | 570 | 2715 | 5000 | 14,6 | 61 | 155 | 622 | 15,5 |
| | 80,09 | 600 | 2755 | 5000 | 14,6 | 60 | 138 | 1186 | 15,4 |
| | 95,05 | 630 | 2880 | 5000 | 14,7 | 53 | 124 | 1035 | 15,4 |
| CNG | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [%] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 14,96 | 542 | 1809 | 0,488 | 10,6 | 52 | 39 | 718 | 11,0 |
| | 39,89 | 423 | 2574 | 0,375 | 10,6 | 72 | 31 | 726 | 10,9 |
| | 59,77 | 364 | 2320 | 0,369 | 10,7 | 62 | 64 | 1078 | 10,9 |
| | 69,93 | 345 | 2252 | 0,369 | 10,7 | 61 | 73 | 1337 | 10,8 |
| | 82,04 | 357 | 1994 | 0,729 | 10,4 | 61 | 156 | 1165 | 10,6 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

Tab.18: Provozní parametry motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=3000 [1/min] | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------|-------------|--------------|-------------------|---------------|-----------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 14,96 | 4,6973 | 0,1575 | 2,3425 | 498,68 | 467,77 | 36,7 |
| | 39,88 | 12,5233 | 0,4199 | 3,9823 | 317,99 | 511,58 | 35,2 |
| | 59,92 | 18,8204 | 0,6311 | 5,2637 | 279,68 | 561,09 | 26,2 |
| | 80,00 | 25,1058 | 0,8419 | 6,7457 | 268,69 | 611,50 | 19,5 |
| | 99,65 | 31,2684 | 1,0485 | 8,8301 | 282,40 | 636,27 | 15,5 |
| CNG | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 15,03 | 4,7226 | 0,1584 | 1,9772 | 418,67 | 458,38 | 38,3 |
| | 39,78 | 12,4980 | 0,4191 | 3,3302 | 266,46 | 498,29 | 32,3 |
| | 59,88 | 18,8096 | 0,6307 | 4,5202 | 240,31 | 553,68 | 21,0 |
| | 70,07 | 22,0068 | 0,7380 | 5,1719 | 235,01 | 605,10 | 18,0 |
| | 81,09 | 25,4706 | 0,8541 | 5,9471 | 233,49 | 643,00 | 14,7 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

Tab.19: Výfukové emise motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=3000 [1/min] | | | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------------------------|--------------|----------|---------------------|---------------------------|--------------|----------|---------------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 14,96 | 487 | 2110 | 4945 | 15 | 80 | 191 | 468 | 15,43 |
| | 39,88 | 505 | 3161 | 4945 | 15 | 54 | 145 | 208 | 15,43 |
| | 59,92 | 509 | 3157 | 4945 | 15 | 46 | 134 | 415 | 15,37 |
| | 80,00 | 541 | 2947 | 4945 | 14 | 58 | 137 | 4418 | 14,59 |
| CNG | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [%] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 15,03 | 352 | 2044 | 0,30 | 10,34 | 53 | 88 | 416 | 10,75 |
| | 39,78 | 376 | 2769 | 0,34 | 10,28 | 61 | 104 | 574 | 10,72 |
| | 59,88 | 315 | 2455 | 0,30 | 10,33 | 41 | 123 | 809 | 10,67 |
| | 70,07 | 289 | 2291 | 0,30 | 10,30 | 38 | 128 | 1109 | 10,66 |
| | 81,09 | 276 | 2077 | 0,39 | 10,19 | 31 | 154 | 1525 | 10,62 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

Tab.20: Provozní parametry motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=4000 [1/min] | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------|-------------|--------------|-------------------|---------------|-----------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 14,92 | 6,2488 | 0,1572 | 3,3641 | 538,35 | 501,54 | 36,7 |
| | 39,87 | 16,6977 | 0,4199 | 5,6243 | 336,83 | 573,79 | 34,5 |
| | 59,70 | 25,0034 | 0,6288 | 7,4403 | 297,57 | 633,41 | 27,0 |
| | 80,02 | 33,5124 | 0,8428 | 9,3636 | 279,41 | 687,55 | 19,0 |
| | 85,87 | 35,9639 | 0,9045 | 9,9189 | 275,80 | 716,09 | 18,0 |
| CNG | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 14,90 | 6,2389 | 0,1569 | 2,8487 | 456,60 | 532,50 | 36,8 |
| | 39,95 | 16,7339 | 0,4209 | 4,6834 | 279,87 | 581,17 | 33,0 |
| | 59,86 | 25,0713 | 0,6305 | 6,2925 | 250,98 | 633,68 | 26,9 |
| | 70,01 | 29,3189 | 0,7374 | 7,3053 | 249,17 | 678,50 | 21,5 |
| | 72,60 | 30,4066 | 0,7647 | 7,5259 | 247,51 | 701,45 | 20,3 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

Tab.21: Výfukové emise motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=4000 [1/min] | | | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------------------------|--------------|----------|---------------------|---------------------------|--------------|----------|---------------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 14,92 | 489 | 2767 | 4945 | 14,33 | 50 | 24 | 1214 | 14,76 |
| | 39,87 | 525 | 4008 | 4945 | 14,16 | 39 | 67 | 785 | 14,70 |
| | 59,70 | 522 | 4008 | 4945 | 14,06 | 37 | 678 | 2500 | 14,47 |
| | 80,02 | 533 | 3794 | 4945 | 14,03 | 34 | 406 | 4174 | 14,37 |
| CNG | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [%] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 14,90 | 393 | 2368 | 0,325 | 10,22 | 36 | 210 | 303 | 10,47 |
| | 39,95 | 413 | 3095 | 0,309 | 10,25 | 55 | 193 | 522 | 10,45 |
| | 59,86 | 351 | 3037 | 0,303 | 10,28 | 39 | 244 | 593 | 10,45 |
| | 70,01 | 279 | 2838 | 0,274 | 10,23 | 30 | 318 | 735 | 10,56 |
| | 72,60 | 256 | 2648 | 0,276 | 10,11 | 25 | 336 | 721 | 10,61 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

Tab.22: Provozní parametry motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

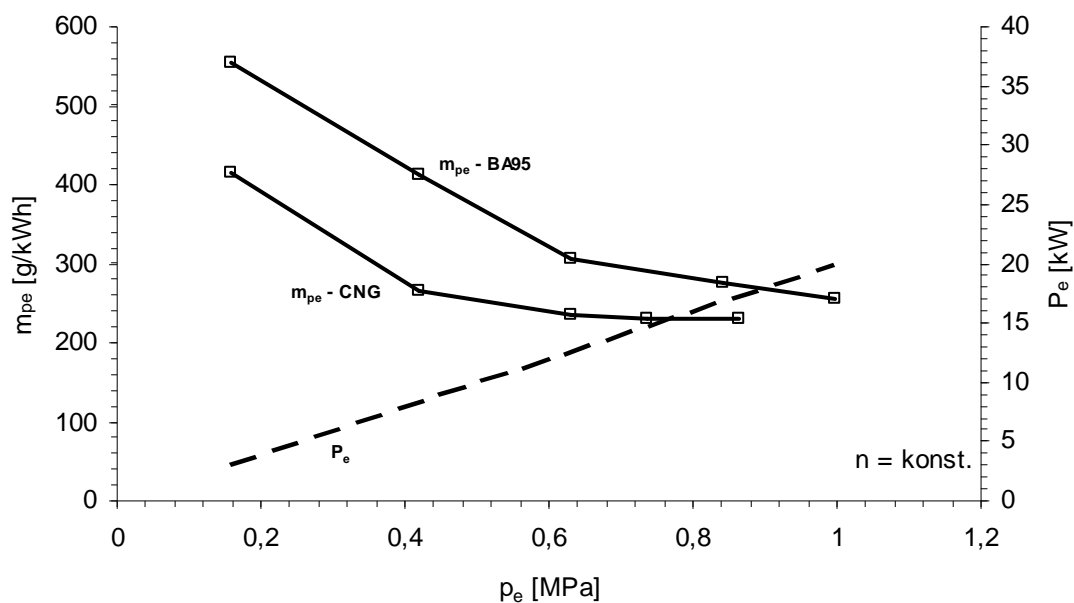
| n=4750 [1/min] | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------|-------------|--------------|-------------------|---------------|-----------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 15,00 | 7,4607 | 0,1580 | 3,9715 | 532,32 | 534,73 | 42,7 |
| | 29,95 | 14,8991 | 0,3155 | 5,8162 | 390,37 | 602,75 | 41,0 |
| | 49,97 | 24,8523 | 0,5263 | 8,1142 | 326,50 | 652,05 | 37,0 |
| | 65,20 | 32,4276 | 0,6868 | 9,7647 | 301,12 | 686,35 | 32,5 |
| | 76,31 | 37,9569 | 0,8039 | 11,2012 | 295,10 | 705,86 | 28,0 |
| CNG | M_t [N.m] | P_e [kW] | p_e [MPa] | M_s [kg/h] | m_{pe} [g/kW.h] | t_{vp} [°C] | α_z [°K] |
| | 14,98 | 7,4534 | 0,1579 | 3,4459 | 462,33 | 545,88 | 42,0 |
| | 29,96 | 14,9042 | 0,3157 | 4,8576 | 325,92 | 590,50 | 41,4 |
| | 49,82 | 24,7774 | 0,5248 | 6,6762 | 269,45 | 637,45 | 35,7 |
| | 59,95 | 29,8165 | 0,6315 | 7,6191 | 255,53 | 674,60 | 31,5 |
| | 65,15 | 32,4028 | 0,6862 | 8,1271 | 250,81 | 696,64 | 30,0 |

podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]

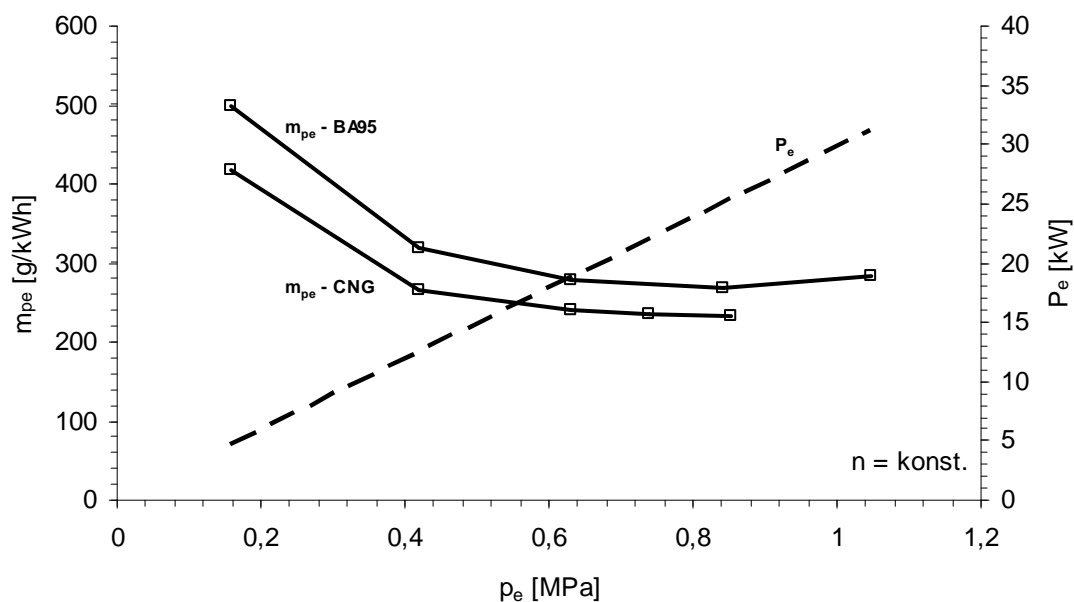
Tab.23: Výfukové emise motoru ŠA 1,2 HTP 40kW měřené v zatěžovacím přechodovém režimu při konstantních otáčkách [6]

| n=4750 [1/min] | | | | | | | | | |
|----------------|-------------|------------------------------|--------------|----------|---------------------|---------------------------|--------------|----------|---------------------|
| BA-95 | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 15,00 | 363 | 2710 | 4945 | 13,28 | 38 | 7 | 1197 | 13,85 |
| | 29,95 | 471 | 3917 | 4945 | 13,13 | 32 | 680 | 1028 | 13,72 |
| | 49,97 | 537 | 3993 | 4945 | 12,98 | 34 | 979 | 4805 | 13,16 |
| | 65,20 | 557 | 3660 | 4945 | 12,72 | 39 | 1357 | 4945 | 12,81 |
| CNG | M_t [N.m] | před vstupem do katalyzátoru | | | | po výstupu z katalyzátoru | | | |
| | | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [%] | CO ₂ [%] | C_3H_8 [ppm] | NO_x [ppm] | CO [ppm] | CO ₂ [%] |
| | 14,98 | 352 | 1982 | 0,38 | 10,67 | 27 | 324 | 702 | 10,70 |
| | 29,96 | 400 | 2804 | 0,35 | 10,55 | 12 | 233 | 419 | 10,67 |
| | 49,82 | 363 | 3108 | 0,36 | 10,46 | 11 | 264 | 805 | 10,58 |
| | 59,95 | 323 | 3066 | 0,34 | 10,40 | 8 | 294 | 870 | 10,50 |
| | 65,15 | 355 | 3004 | 0,33 | 10,31 | 7 | 337 | 753 | 10,52 |

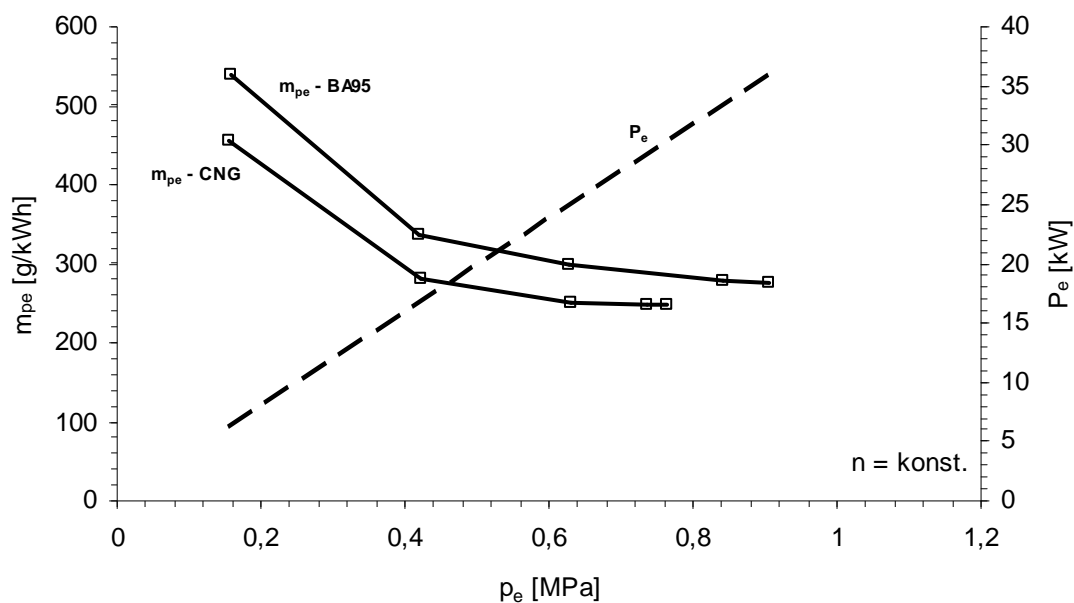
podmínky měření: $t_v=20$ [°C]; $\phi=30$ [%]; $p_b=97,1$ [kPa]



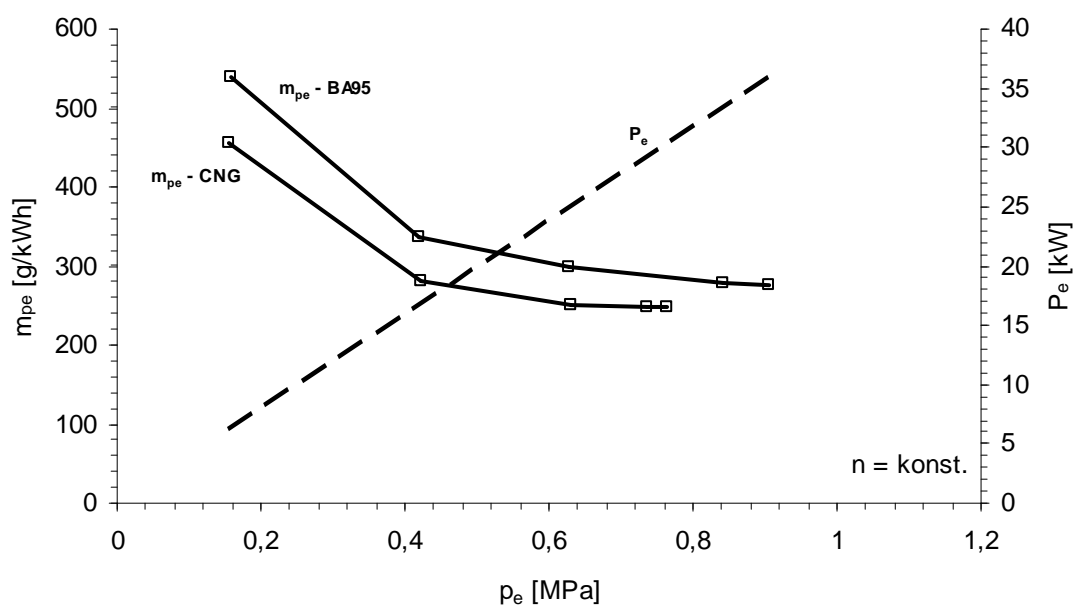
Obr.13: Zatěžovací charakteristika motoru ŠA 1,2 HTP 40kW, provoz na BA-95 a CNG, režim konstantních otáček $n=2000$ [1/min]



Obr.14: Zatěžovací charakteristika motoru ŠA 1,2 HTP 40kW, provoz na BA-95 a CNG, režim konstantních otáček $n=3000$ [1/min]



Obr.15: Zatěžovací charakteristika motoru ŠA 1,2 HTP 40kW, provoz na BA-95 a CNG, režim konstantních otáček $n=4000$ [1/min]



Obr.16: Zatěžovací charakteristika motoru ŠA 1,2 HTP 40kW, provoz na BA-95 a CNG, režim konstantních otáček $n=4750$ [1/min]

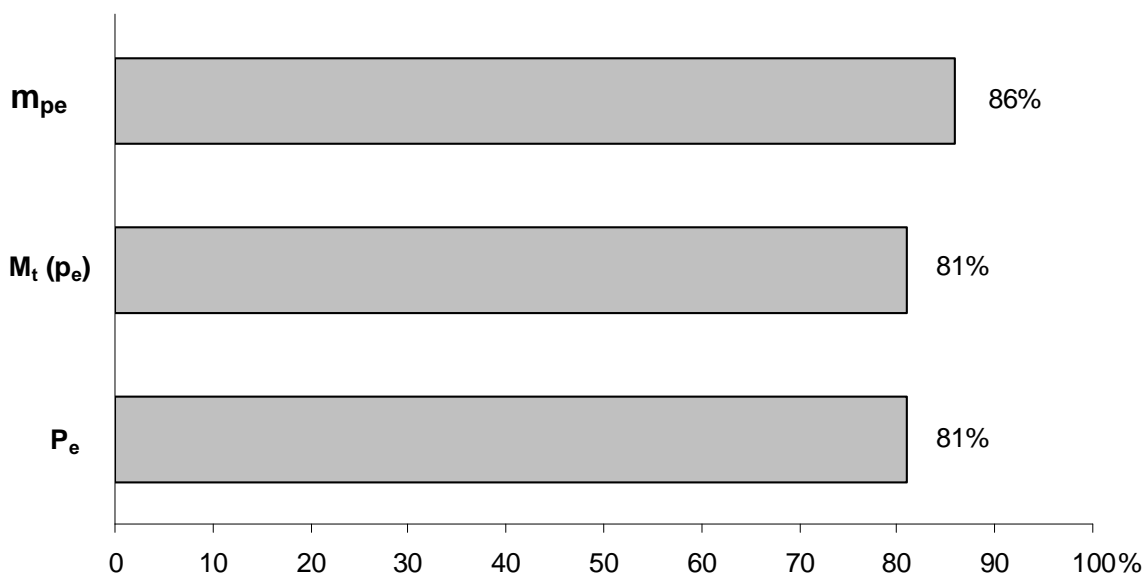
9. Zhodnocení výsledků

Výsledky zkoušek motoru ŠA 1,2 HTP se směšovačem v sání prokázaly vliv přechodu z paliva benzin na palivo zemní plyn na provozní parametry motoru. Podle předpokladů došlo ke snížení maximálního točivého momentu, resp. středního efektivního tlaku oběhu a maximálního výkonu motoru, ale také, což je pozitivní, ke snížení měrných spotřeb paliva. Nezanedbatelný je také pokles emisních hodnot při provozu na zemní plyn.

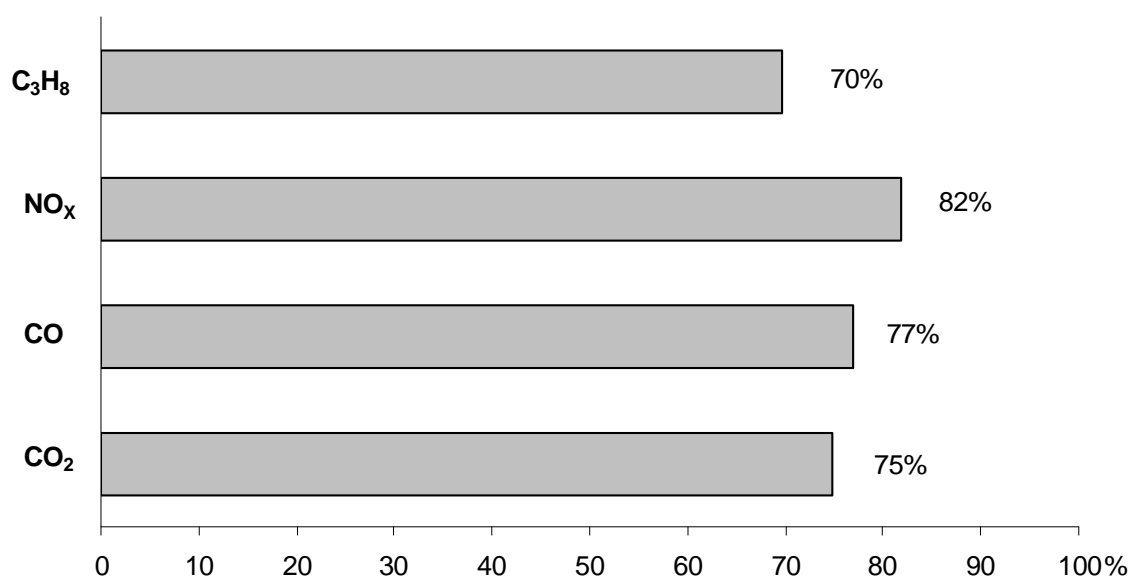
Měření neprokázalo nutnost změnit nebo upravit u původní chladicí systém ani zapalovací soustavu. Teplota výfukových plynů sice vzrostla, ale jen v řádu několika procent.

Pokud by se přikročilo k dalším úpravám, např. k úpravě sacího traktu motoru, optimalizaci řídicí jednotky změnou software nebo umístění katalyzátoru s jiným poměrem Pt:Pd:Rh, lze předpokládat zlepšení jak provozních, tak emisních parametrů.

Na obrázku č.17 jsou, formou procentuelního snížení, porovnány hlavní provozní parametry motoru ŠA 1,2 HTP 40kW při provozu na zemní plyn, oproti parametrům motoru při provozu na benzin BA 95. Obrázek č.18 pak porovnává snížení hlavních sledovaných emisních hodnot.



Obr.17: Změna provozních parametrů motoru ŠA 1,2 HTP 40kW při přechodu z paliva benzin na zemní plyn (systém se směšovačem v sání)
pozn.: provoz na **BA 95 - 100%**



Obr.18: Snížení výfukových emisí motoru ŠA 1,2 HTP 40kW při přechodu z paliva benzin na zemní plyn (systém se směšovačem v sání)
pozn.: provoz na **BA 95 - 100%**

10. Závěr

Předložená práce ukazuje možnosti využití zemního plynu jako alternativního paliva pro pohon motoru ŠA 1,2 HTP. Předkládá a navrhuje dva základní, v současné době nepoužívanější, způsoby přestavby motoru. Současně přináší výsledky zkoušek motoru ŠA 1,2 HTP na CNG se směšovačem v sání.

První výsledky zkoušek s plynovým motorem jednoznačně prokázaly účelnost této přestavby v oblasti ekologické. Hlavně z tohoto dostávají plynové vozidlové motory ve vyspělých zemích výraznou podporu při jejich využití ve vozidlech v oblastech s větším soustředěním populace a to i v případech, kdy cenovou politikou v jednotlivých státech vychází celkové náklady na provoz plynofikovaných vozidel vyšší proti nákladům na provoz vozidel s motory na klasická kapalná paliva.

Při úpravě motoru na motor se systémem vefukování plynu lze, oproti systému se směšovačem v sání, počítat s ještě příznivější změnou provozních i emisních parametrů.

Seznam příloh:

- [P1] *Výkres sestavy*: KVM-001-A4 - Směšovač
- [P2] *Výrobní výkres*: KVM-002-A4 - Tryska
- [P3] *Výrobní výkres*: KVM-003-A3 - Difuzor
- [P4] *Výrobní výkres*: 03D.129.743.J.CNG – Sací potrubí

Použitá literatura:

- [1] *Cedrech, M.,R.,: Jezdíme na plyn – přestavba automobilů na alternativní pohon*, Praha: Grada Publishing 2003. 105 s.
- [2] *Vlk, F.,: Alternativní pohony – přestavba automobilů na alternativní pohon*, Brno: F.Vlk, nakladatelství a vydavatelství, 2004. 239 s. ISBN-80-239-1602-5.
- [3] *Laurin, J.: Motory Škoda Auto 1,2 HTP 40 kW na zemní plyn*, TU v Liberci, Liberec 2006. 28 s. SM 529/2006
- [4] *Laurin, J.: Autobus s palivovým systémem LNG. Studie*. TU v Liberci, Liberec 2000.
- [5] *Servisní dokumentace společnosti Škoda-Auto k motoru ŠA1,2HTP. ŠA*, Mladá Boleslav 2004.
- [6] *Záznamy z měření provedených při zkouškách motoru ŠA1,2HTP na TUL*. Liberec 2005.
- [7] *Záznamy z měření provedených při vývoji motoru ML 637 NGS na TUL*. Liberec 2001 až 2003.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne 26.6.2006.

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

In Liberec, date 26.6.2006.